



TESIS - ME185401

**ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS PERANCANGAN
COLD STORAGE IKAN KAPASITAS 500 TON DENGAN
SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN
VARIASI KOMBINASI REFRIGERAN**

NAZARUDDIN
04211750010007

DOSEN PEMBIMBING
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

PROGRAM MAGISTER
TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019



TESIS - ME185401

**ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS PERANCANGAN
COLD STORAGE IKAN KAPASITAS 500 TON DENGAN
SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN
VARIASI KOMBINASI REFRIGERAN**

NAZARUDDIN
04211750010007

DOSEN PEMBIMBING
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

PROGRAM MAGISTER
TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019



THESIS - ME185401

**TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF THE
DESIGN OF 500 TON CAPACITY FISH COLD STORAGE
WITH CASCADE REFRIGERATION SYSTEMS USING
VARIATIONS OF REFRIGERANT COMBINATIONS**

NAZARUDDIN
04211750010007

SUPERVISOR
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

MASTERS PROGRAM
MARINE ENGINEERING
MARINE ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2019

LEMBAR PENGESAHAN

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh:


Nazaruddin
NRP. 04211750010007

Tanggal Ujian : 17 Januari 2019
Periode Wisuda : Maret 2019

Disetujui oleh:

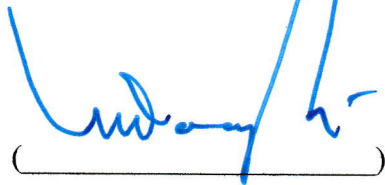
Dosen Pembimbing:

1. Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP. 19751006 200212 1 003

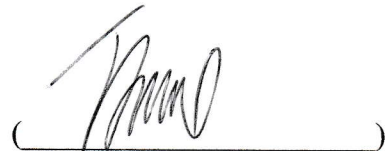
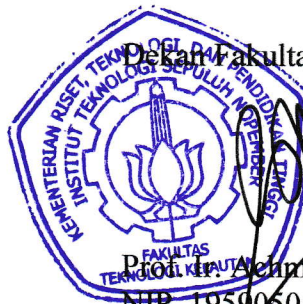

()

Dosen Penguji:

1. Ir. Agoes Ahmad Masroeri, M.Eng, D.Eng.
NIP. 19580807 198403 1 004


()

2. Dr. Eng. Trika Pitana, S.T., M.Sc.
NIP. 19760129 200112 1 001


()

Dekan Fakultas Teknologi Kelautan

Prof. Dr. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 19590505 198403 1 012

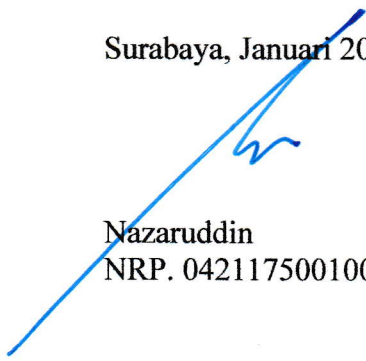
Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN KEASLIAN TESIS

Dengan ini saya menyatakan bahwa isi keseluruhan Tesis saya dengan judul “**ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS PERANCANGAN *COLD STORAGE* IKAN KAPASITAS 500 TON DENGAN SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN VARIASI KOMBINASI REFRIGERAN**” adalah benar-benar hasil karya intelektual mandiri, diselesaikan tanpa menggunakan bahan-bahan yang tidak diizinkan dan bukan merupakan karya pihak lain yang saya akui sebagai karya sendiri.

Semua referensi yang dikutip maupun dirujuk telah ditulis secara lengkap pada daftar pustaka. Apabila ternyata pernyataan ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai peraturan yang berlaku.

Surabaya, Januari 2019



Nazaruddin
NRP. 04211750010007

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS PERANCANGAN *COLD STORAGE* IKAN KAPASITAS 500 TON DENGAN SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN VARIASI KOMBINASI REFRIGERAN

Nama mahasiswa : Nazaruddin
NRP : 04211750010007
Pembimbing : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

Perkembangan teknologi refrigerasi memberikan keuntungan bagi manusia dalam proses penyimpanan dan pendistribusian bahan makanan. Salah satu cara penyimpanan bahan makanan dengan *cold storage* bertemperatur rendah dapat dipenuhi melalui sistem refrigerasi *cascade* yang memiliki keunggulan dengan penggunaan jenis refrigeran yang berbeda pada masing-masing sistemnya. Kebutuhan akan refrigeran menghasilkan emisi yang berdampak negatif terhadap lingkungan. Penipisan ozon dan pemanasan global merupakan permasalahan utama dan serius untuk perkembangan industri pendinginan dimasa depan. Penggunaan refrigeran alami sebagai alternatif dapat mengurangi permasalahan tersebut dikarenakan tidak memiliki dampak buruk terhadap lingkungan. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis secara termodinamika sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan beberapa variasi kombinasi refrigeran alami dan memilih kombinasi yang terbaik untuk sirkuit sisi rendah (*Low Side*) dan sirkuit sisi tinggi (*High Side*). Analisis secara termodinamika telah dilakukan pada beberapa variasi kombinasi refrigeran meliputi R290/R717, R1270/R717, R744/R717, R744/R1270, dan R744/R290. Variasi dari parameter perancangan disimulasikan untuk mengamati pengaruhnya terhadap daya masukan kompresor dan koefisien performa (COP). Temperatur evaporator divariasikan dari -45 sampai -25 °C, temperatur kondensor divariasikan dari 30 sampai 50 °C, dan temperatur evaporator *cascade* divariasikan dari -25 sampai 0 °C, sementara perbedaan temperatur evaporator dan kondensor *cascade* sebesar 5 K. Berdasarkan hasil analisis yang dilakukan, kombinasi dari R744/R717 sangat mungkin diaplikasikan pada instalasi *cold storage* apabila ditinjau dari aspek kinerja dengan COP sebesar 2,558 dan daya masukan kompresor sebesar 26,809 kW, dari aspek lingkungan dengan 0 (nol) ODP dan GWP yang dapat diabaikan (GWP = 1), serta faktor keamanan yang masih dalam batas toleransi. Analisis secara ekonomis yang telah dilakukan pada investasi pembangunan *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton menggunakan sistem refrigerasi *cascade* dengan nilai investasi Rp. 8.387.990.000,- menghasilkan *Net Present Value* (NPV) sebesar Rp. 8.862.059.863,- dan *Internal Rate of Return* (IRR) sebesar 26,28% serta *Payback Period* (PBP) didapatkan dalam waktu 4,78 Tahun.

Kata kunci: sistem refrigerasi, *cold storage*, *cascade*, refrigeran alami

Halaman ini sengaja dikosongkan

TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF THE DESIGN OF 500 TON CAPACITY FISH COLD STORAGE WITH CASCADE REFRIGERATION SYSTEMS USING VARIATIONS OF REFRIGERANT COMBINATIONS

By : Nazaruddin
Student Identity Number : 04211750010007
Supervisor : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

The development of refrigeration technology provides benefits for humans in the process of storing and distributing food ingredients. One way of storing food ingredients with low-temperature cold storage can be met through a cascade refrigeration system which is a combination of two single refrigeration systems and has the advantage of using different types of refrigerants in each system. The increasing need for refrigerants produces emissions that have a negative impact on the environment. Ozone depletion and global warming are the main and serious problems for the development of the cooling industry in the future. Natural refrigerants as an alternative to reduce these problems have gained interest because they do not have a negative impact on the environment. This study aims to analyze the thermodynamics of the cascade refrigeration system by using a variety of combinations of natural refrigerants and choosing the best combination for Low Side and High Side circuits. Thermodynamic analysis has been carried out on several variations of the combination of refrigerants including R290 / R717, R1270 / R717, R744 / R717, R744 / R1270, and R744 / R290. Variations of design parameters are simulated to observe their effect on compressor input power and coefficient of performance (COP). The evaporator temperature was varied from -45 to -25 °C, the condenser temperature varied from 30 to 50 °C, and the evaporator cascade temperature varied from -25 to 0 °C, while the evaporator and condenser cascade temperature differences were 5 K. Based on the results of the analysis carried out, the combination of R744 / R717 is very likely to be applied to cold storage installations when viewed from the aspect of performance with COP of 2.558 and compressor input power of 26.809 kW, from environmental aspects with 0 (zero) ODP and negligible GWP ($GWP = 1$), and safety factors that are still within tolerance. The economic analysis that has been carried out on the investment in the construction of 500 tons of fish cold storage uses a cascade refrigeration system with an investment value of Rp. 8.387.990.000,- resulting in a Net Present Value (NPV) of Rp. 8.862.059.863,- and the Internal Rate of Return (IRR) of 26.28% and the Payback Period (PBP) was obtained in 4.78 years.

Keywords: refrigeration systems, cold storage, cascade, natural refrigerants

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur ke hadirat Allah SWT atas berkah, rahmat dan hidayah-Nya yang senantiasa dilimpahkan kepada penulis, sehingga bisa menyelesaikan tesis dengan judul “ANALISA TEKNIK DAN EKONOMIS PERANCANGAN *COLD STORAGE* IKAN KAPASITAS 500 TON DENGAN SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN VARIASI KOMBINASI REFRIGERAN”.

Tesis ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan memperoleh gelar Magister Teknik (M.T.) dalam bidang keahlian *Marine Machinery System* pada program studi Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis menyadari bahwa penelitian ini masih jauh dari kata sempurna. Namun dalam penyelesaiannya membutuhkan pengorbanan. Oleh karena itu besar harapan penulis agar tesis ini dapat bermanfaat bagi semua kalangan yang membutuhkan. Pada akhirnya dalam kesempatan ini disampaikan rasa terima kasih sedalam-dalamnya kepada berbagai pihak yang telah berperan dalam memberikan bantuan berupa arahan, bimbingan, dan dorongan selama proses penyelesaian tesis ini sesuai dengan target yang telah ditentukan. Pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada:

1. Kementerian Kelautan dan Perikanan Republik Indonesia yang telah memberikan kesempatan untuk melaksanakan tugas belajar di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
2. Bapak Kepala SUPM Ladong Aceh yang telah memberikan izin dan dukungan untuk melaksanakan tugas belajar di ITS Surabaya.
3. Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. sebagai dosen pembimbing yang telah berperan dalam mengorbankan waktu, tenaga, juga pikirannya dalam mengarahkan, membimbing, dan memberikan dorongan kepada penulis sampai tesis ini terwujud.

4. Bapak Prof. Ir. Joni Hermana, M.ScES., PhD., selaku Rektor Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.
5. Bapak Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D., selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan ITS Surabaya.
6. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T., selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS Surabaya.
7. Bapak Raja Oloan Saut Gurning, S.T., M.Sc., Ph.D. dan Bapak Dr. Eddy Setyo Koenhardono, S.T., M.Sc. selaku Dosen Wali sekaligus Kepala dan Sekretaris Program Studi Pascasarjana Teknik Sistem Perkapalan yang dengan kemurahan hati dan penuh kesabaran dalam membimbing kami.
8. Bapak Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D., Bapak Ir. Agoes Ahmad Masroeri, M. Eng, D. Eng., Bapak Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., Bapak Dr. I. Made Ariana, S.T., M.T., Bapak Raja Oloan Saut Gurning, S.T., M.Sc., Ph.D., Bapak Dr. Eddy Setyo Koenhardono, S.T., M.Sc., Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D., Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T., Bapak A.A.B. Dinariyana Dwi P., S.T., MES., Ph.D., Bapak Dr. Eng. Dhimas Widhi Handani, S.T., M.Sc., dan semua dosen lain di Program Studi Pascasarjana Teknik Sistem Perkapalan yang telah berperan dalam pemberian ilmu pengetahuan, baik pemberian materi, metode, motivasi, inspirasi, dan kritikan yang menjadi fondasi ilmu pengetahuan dalam penyelesaian tesis ini.
9. Istriku tercinta Siti Marhamah, S.E., atas segala motivasi, perhatian dan doanya serta kesabaran dan ketabahan dalam penantian selama ini. I Love U So Much.
10. Almarhum Ayahanda Abubakar Yacob dan Almarhumah Kakanda Sri Wahyuni, semoga Allah SWT menerima segala amal baiknya, memberi kelapangan kuburnya dan memaafkan segala dosanya. Aamiin Ya Rabbal 'Alamin.
11. Ibunda Tercinta Jasmani Ibrahim, Kakanda Rosmanidar, S.PdI dan Adinda Safwati, S.Pd serta seluruh keluarga atas segala dukungan baik moril dan material dan doanya semoga Allah SWT membalasnya.

12. Bapak Mertua Drs. H. M. Jamil Haitamy dan Ibu Mertua Hj. Rahmawati, S.Pd. atas segala dukungannya baik moril dan material semoga Allah SWT membalas semua kebaikannya selama ini.
13. Abang Ipar Aidil Adha, Rizki Mubarak beserta seluruh keluarga atas dukungannya dan doanya selama ini.
14. Keponakanku yang baik dan lucu Ulfa, Syifa, Zaki, Lutfan, Ridha, Aisha, Izyan, Adli, Fatin dan Fatan. Semoga kalian selalu dalam Lindungan Allah SWT.
15. Rekan-rekan seperjuangan mahasiswa Pascasarjana 2017: Pak (Kol.) Hari, Mbak Hayy dan Ayu, Mas Birham, Frengki, Dicki, Donny, Thariq, Dimas, Otto dan Dhani, serta rekan-rekan mahasiswa Pascasarjana 2018.
16. Rekan-rekan peserta tugas belajar KKP di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (Mas Barokah, Eddy Mustono, Yusep Sugianto, Darmawan, Birham Hermansyah, Renest dan Agus Lubis),
17. Mas Lucky dan Mas Aji dari Departemen Teknik Mesin ITS Surabaya yang telah meluangkan waktunya untuk membantu melengkapi salah satu kepingan dari penelitian ini.
18. Rekan-rekan satu kantor di SUPM Ladong Aceh atas dukungannya.
19. Kepada semua pihak yang telah membantu dan tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Dengan keterbatasan pengalaman, ilmu maupun referensi, penulis menyadari bahwa tesis ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, penulis sangat mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk kesempurnaan penelitian dan penulisan karya ilmiah di masa yang akan datang.

Untuk yang terakhir kalinya, penulis berdoa semoga amal kebaikan dari berbagai pihak tersebut mendapatkan pahala yang berlipat ganda dari Allah SWT. Semoga karya tulis ini menjadi manfaat bagi yang membacanya. Aamiin Ya Rabbal ‘Alamiin.

Surabaya, Januari 2019

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	v
PERNYATAAN KEASLIAN TESIS	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL	xxiii
DAFTAR LAMPIRAN	xxv
 BAB 1 PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	4
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
 BAB 2 KAJIAN PUSTAKA	 7
2.1 Sistem Refrigerasi	7
2.1.1 Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi	7
2.1.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap	9
2.1.3 Komponen Utama Sistem Refrigerasi	11
2.1.4 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	14
2.1.5 Prinsip kerja sistem refrigerasi <i>cascade</i>	16
2.2 Refrigeran	17
2.2.1 Refrigeran Alami	20
2.3 <i>Cold storage</i>	23
2.3.1 <i>Chilling Room</i>	23

2.3.2	<i>Blast Freezer</i>	23
2.4	Studi Kelayakan Usaha	24
2.4.1	Definisi studi kelayakan	24
2.4.2	Metode penilaian investasi	25
2.5	Penelitian Terdahulu	27
2.5.1	Perancangan <i>Cold Storage</i> untuk Produk Kedelai dengan Kapasitas 2410 Ton/hari (2017)	27
2.5.2	<i>A Feasibility Analysis of Replacing the Standard Ammonia Refrigeration Device with the Cascade NH₃/CO₂ Refrigeration Device in the Food Industry</i> (2015)	28
2.5.3	<i>Simulation of Thermodynamic Analysis of Cascade Refrigeration System with Alternative Refrigerants</i> (2015).....	29
2.5.4	Studi Variasi Beban Pendinginan di Evaporator <i>Low Stage</i> Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> Menggunakan <i>Heat Exchanger Tipe Concectric Tube</i> dengan Fluida Kerja Refrigeran Musicoool-22 di <i>High Stage</i> dan R-404A di <i>Low Stage</i> (2013).....	29
2.5.5	Studi Variasi Beban Pendinginan pada Evaporator <i>Low Stage</i> Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> R22 – 404A (2013)	30
2.5.6	<i>Thermodynamic Analysis of An R744-R717 Cascade Refrigeration System</i> (2008)	30
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN		33
3.1	Tahapan Penelitian.....	34
3.1.1	Identifikasi Masalah	34
3.1.2	Studi Pustaka / Literatur	34
3.1.3	Pengumpulan Data	34
3.1.4	Studi Empiris.....	34
3.1.5	Pemodelan <i>Cold storage</i>	35
3.1.6	Perhitungan, Simulasi dan Analisis Performa.....	35
3.1.7	Analisis Ekonomi	35
3.1.8	Kesimpulan dan Rekomendasi	35
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN		37
4.1	Perancangan Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> pada <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton	37

4.1.1 Rancangan Model Sistem Refrigerasi Cascade	37
4.1.2 Deskripsi dan ukuran <i>cold storage</i>	39
4.2 Perhitungan beban pendinginan <i>cold storage</i>	40
4.2.1 Panas transmisi pada dinding, atap dan lantai	40
4.2.2 Beban produk.....	46
4.2.3 Beban infiltrasi.....	47
4.2.4 Beban pendinginan akibat sumber lain.....	47
4.3 Analisis sistem refrigerasi yang ada (<i>existing</i>).....	49
4.4 Parameter Perancangan sistem refrigerasi <i>cascade</i>	50
4.4.1 Parameter Temperatur Operasional	50
4.4.2 Diagram Tekanan – Entalpi Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	52
4.4.3 Jenis Refrigeran yang Digunakan	53
4.5 Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	53
4.5.1 Laju Aliran Massa Refrigeran	55
4.5.2 Laju Perpindahan Panas pada Penukar Panas <i>Cascade</i> dan Rasio Laju Aliran Massa Refrigeran	57
4.5.3 Perpindahan Panas pada Kondensor HS.....	57
4.5.4 Daya Masukan Kompresor	58
4.5.5 Koefisien Performa (COP) Aktual.....	59
4.5.6 Hasil Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	60
4.6 Perbandingan Koefisien Performa dari Sistem <i>Single-stage</i> dan <i>Cascade</i>	61
4.7 Pengaruh Variasi Parameter Perancangan.....	62
4.7.1 Variasi Temperatur Evaporator	62
4.7.2 Variasi Temperatur Kondensor.....	65
4.7.3 Variasi Temperatur Evaporator <i>Cascade</i>	68
4.8 Penentuan Pilihan Refrigeran pada Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	72
4.9 Perhitungan Komponen Sistem <i>Cascade</i>	73
4.9.1 Katup Ekspansi LS	73
4.9.2 Evaporator.....	76
4.9.3 Kondensor.....	84
4.9.4 Katup Ekspansi HS	93
4.9.5 Alat Penukar Panas <i>Cascade</i> (<i>Cascade Heat Exchanger</i>).....	95

4.10 Analisis Ekonomi.....	102
4.10.1 Biaya Investasi	102
4.10.2 Biaya Operasional	103
4.10.3 Perkiraan Nilai Pendapatan	104
4.10.4 Analisis Kelayakan Investasi	105
4.10.5 Perbandingan Nilai Investasi	108
 BAB 5 KESIMPULAN	 113
DAFTAR PUSTAKA.....	115
LAMPIRAN	119

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. Siklus Dasar Sistem Refrigerasi	8
Gambar 2. 2. Siklus Refrigerasi Kompresi Uap.....	9
Gambar 2. 3. Diagram P-h Refrigerasi Kompresi Uap	10
Gambar 2. 4. Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	15
Gambar 2. 5. Diagram Skema Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	16
Gambar 3. 1. Diagram Alir Penelitian	33
Gambar 4. 1. Diagram Rancangan Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	38
Gambar 4. 2. Denah <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton	39
Gambar 4. 3. Perpindahan Panas melalui Dinding Insulasi	42
Gambar 4. 4. Konstruksi Lantai <i>Cold Storage</i> (Kolbe et al., 2006).....	45
Gambar 4. 5. Diagram Sistem Refrigerasi Kompresi Uap <i>Single-stage</i>	49
Gambar 4. 6. Diagram Sistem Refrigerasi Kompresi Uap <i>Cascade</i>	51
Gambar 4. 7. Diagram Tekanan – Entalpi Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	52
Gambar 4. 8. Perbandingan COP Sistem Berdasarkan Jenis Refrigeran	61
Gambar 4. 9. Variasi Temperatur Evaporator terhadap Rasio Laju Aliran Massa.	63
Gambar 4. 10. Variasi Temperatur Evaporator terhadap Daya Masukan Kompresor.	64
Gambar 4. 11. Variasi Temperatur Evaporator terhadap COP.	65
Gambar 4. 12. Variasi Temperatur Kondensor terhadap Rasio Laju Aliran Massa.	66
Gambar 4. 13. Variasi Temperatur Kondensor terhadap Daya Masukan Kompresor.	67
Gambar 4. 14. Variasi Temperatur Kondensor terhadap COP.....	68
Gambar 4. 15. Variasi Temperatur Evaporator <i>Cascade</i> terhadap Rasio Laju Aliran Massa.	69
Gambar 4. 16. Variasi Temperatur Evaporator <i>Cascade</i> terhadap Daya Masukan Kompresor.	70
Gambar 4. 17. Variasi Temperatur Evaporator <i>Cascade</i> terhadap COP.....	71

Gambar 4. 18. Evaporator jenis <i>finned tube</i> dengan susunan <i>staggered tube</i>	76
Gambar 4. 19. Kondensor jenis <i>finned tube</i> dengan susunan <i>staggered tube</i>	85
Gambar 4. 20. Ilustrasi Analisis Kelayakan Investasi <i>Cold Storage</i> Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	107
Gambar 4. 21. Perbandingan Pendapatan dan Biaya Operasional Investasi <i>Cold</i> <i>Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton.	110
Gambar 4. 22. Perbandingan Akumulasi Arus Kas Investasi <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton.	110
Gambar 4. 23. Perbandingan <i>Present Value</i> (PV) Kas Investasi <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton.	111

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Klasifikasi dan Sifat dari Beberapa Refrigeran Umum	19
Tabel 4. 1. Dimensi Ruangan <i>Cold Storage</i>	40
Tabel 4. 2. Jenis Material Insulasi <i>Cold Storage</i>	41
Tabel 4. 3. Konduktansi dari Permukaan terhadap udara	42
Tabel 4. 4. Koefisien Perpindahan Panas Dinding, Lantai dan Atap.....	44
Tabel 4. 5. Beban Pendinginan <i>Cold Storage</i>	48
Tabel 4. 6. Parameter Operasi Sistem Refrigerasi <i>Existing</i>	50
Tabel 4. 7. Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi <i>Existing</i>	50
Tabel 4. 8. Parameter Rancangan Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	51
Tabel 4. 9. Sifat Umum dari Kombinasi Refrigeran yang Digunakan.....	53
Tabel 4. 10. Laju Aliran Massa Refrigeran pada Sirkuit Sisi Rendah.	55
Tabel 4. 11. Laju Aliran Massa Refrigeran pada Sirkuit Sisi Tinggi.....	56
Tabel 4. 12. Rasio Laju Aliran Massa dan Laju Perpindahan Panas pada Penukar Panas <i>Cascade</i>	57
Tabel 4. 13. Perpindahan Panas pada Kondensor HS	58
Tabel 4. 14. Daya Masukan Kompresor Sirkuit Sisi Rendah (LS)	58
Tabel 4. 15. Daya Masukan Kompresor Sirkuit Sisi Tinggi (HS)	59
Tabel 4. 16. Koefisien Performa Sistem <i>Cascade</i>	60
Tabel 4. 17. Rekapitulasi Hasil Analisis Termodinamika Sistem <i>Cascade</i>	60
Tabel 4. 18. Klasifikasi Informasi Keamanan Refrigeran.....	73
Tabel 4. 19. Parameter Perancangan Katup Ekspansi LS	73
Tabel 4. 20. Parameter Perancangan Evaporator	76
Tabel 4. 21. Properti Udara untuk Perancangan Evaporator.....	77
Tabel 4. 22. Properti R744 untuk Perancangan Evaporator.....	79
Tabel 4. 23. Properti sirip evaporator	81
Tabel 4. 24. Parameter Perancangan Kondensor	84
Tabel 4. 25. Properti udara untuk Perancangan Kondensor.....	85
Tabel 4. 26. Properti R717 untuk Perancangan Kondensor	87
Tabel 4. 27. Properti sirip kondensor	89

Tabel 4. 28. Parameter Perancangan Katup Ekspansi HS	93
Tabel 4. 29. Properti Refrigeran Untuk Perancangan <i>Cascade Heat Exchanger</i> ..	95
Tabel 4. 30. Parameter Perancangan <i>Cascade Heat Exchanger</i>	96
Tabel 4. 31. Rincian Biaya Investasi <i>Cold Storage</i> Sistem <i>Cascade</i>	102
Tabel 4. 32. Rincian Biaya Operasional <i>Cold Storage</i> Sistem <i>Cascade</i>	103
Tabel 4. 33. Perkiraan Nilai Pendapatan Berdasarkan Kapasitas <i>Cold Storage</i> ..	104
Tabel 4. 34. Analisis Kelayakan Investasi <i>Cold Storage</i> Sistem <i>Cascade</i>	105
Tabel 4. 35. Perbandingan Parameter Penilaian Investasi.....	109

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Diagram Tekanan – Entalpi Refrigeran.....	119
Lampiran 2. Properti Termofisik Refrigeran	123
Lampiran 3. Formula Perhitungan Engineering Equation Solver (EES)	127
Lampiran 4. Diagram Window EES Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	131
Lampiran 5. RAB dan Laporan Arus Kas Investasi <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton dengan Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	137
Lampiran 6. RAB dan Laporan Arus Kas Investasi <i>Cold Storage</i> Ikan Kapasitas 500 Ton dengan Sistem Refrigerasi Single Stage.....	143

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem refrigerasi telah memainkan peran yang sangat penting dalam kehidupan modern. Tidak hanya terbatas untuk peningkatan kualitas dan kenyamanan hidup, namun juga telah menyentuh hal yang esensial penunjang kehidupan manusia. Berkembangnya teknologi di bidang refrigerasi atau pendinginan memberikan banyak keuntungan bagi kebutuhan manusia, manusia menggunakan sistem refrigerasi atau pendinginan untuk industri penyimpanan dan pendistribusian bahan makanan, sehingga bahan makanan yang disimpan dengan sistem refrigerasi tersebut dapat terjaga kualitas dan kesegarannya sampai beberapa minggu hingga saat diperlukan untuk didistribusikan kepada konsumen. (Stoecker. 1989).

Untuk kapasitas pendinginan yang besar diperlukan unit yang besar pula seperti *cold storage* untuk mendinginkan produk bahan makanan yang akan diawetkan di dalamnya. Umumnya *cold storage* digunakan untuk menyimpan bahan makanan dan produk yang mudah rusak atau tidak tahan lama dalam jumlah yang banyak dan dalam jangka waktu yang lama. Penanganan dan pengolahan seperti proses pendinginan ikan harus tepat sehingga tidak terjadi kesalahan yang dapat menurunkan kualitas dan nilai jual ikan tersebut (Merdiagung et al., 2014). *Cold storage* mempunyai ukuran ruangan yang besar dibandingkan lemari pendingin lainnya dengan temperatur ruangnya bisa mencapai kurang lebih dari 15°C hingga -45°C.

Kisaran temperatur yang sangat rendah tersebut dapat dipenuhi oleh sistem refrigerasi satu tingkat dengan satu kompresor, sistem bertekanan banyak menggunakan lebih dari satu kompresor seperti pada sistem refrigerasi bertingkat (*multistage*) dan kombinasi dua atau lebih sistem refrigerasi tunggal (*cascade*) dimana sistem satu sebagai *high-stage* (HS) dan lainnya sebagai *low-stage* (HS). Diantara ketiganya, sistem refrigerasi *cascade* merupakan cara terbaik untuk mendapatkan penghematan daya dan peningkatan performa unjuk kerja (COP).

Untuk menghasilkan kondisi temperatur sangat rendah dan hemat daya, keunggulan sistem refrigerasi *cascade* masih dapat diperbesar. Salah satu caranya adalah dengan penggunaan jenis refrigeran yang berbeda pada masing-masing sistemnya.

Refrigeran memainkan peran penting dalam masyarakat dengan penggunaannya pada sistem refrigerasi untuk pengawetan makanan dan produksi es, pengkondisian udara dalam ruangan, dan untuk mendukung proses industri. Ketika ekonomi dunia tumbuh, penggunaan sistem pendingin dan tata udara juga ikut mengalami pertumbuhan yang mengarah kepada kebutuhan yang besar akan refrigeran. Faktor tersebut menghasilkan emisi refrigeran ke lingkungan dengan potensi dampak yang negatif. Pada saat kebutuhan akan refrigeran meningkat, masyarakat dunia menjadi lebih prihatin dengan konsekuensi lingkungan dari penggunaan refrigeran pada industri (ASHRAE, 2009).

Penipisan ozon dan pemanasan global merupakan dua permasalahan lingkungan utama dengan implikasi yang serius bagi pengembangan industri berbasis pendinginan di masa depan. Lapisan ozon mengelilingi *stratosfer* bumi yang berjarak sekitar 11 Km diatas permukaan bumi. Kehidupan di bumi telah terlindungi dengan aman selama ribuan tahun karena lapisan tersebut bertindak sebagai perisai dari radiasi yang berbahaya dari sinar ultraviolet. (Bolaji dan Huan, 2013). Pemanasan global adalah kondisi peningkatan suhu rata-rata permukaan bumi akibat dari konsentrasi gas rumah kaca yang berlebih. Dampak pemanasan global juga menurunkan kualitas hidup manusia. Beberapa gas rumah kaca tersebut termasuk CFC, HCFC, CO₂, metana (CH₄) dan *nitrous oxide* (N₂O).

Melalui Protokol Montreal, dunia memberikan respon untuk masalah lingkungan penipisan ozon *stratosfer*, dengan secara bertahap menghentikan produksi dan penggunaan dari refrigeran yang mengakibatkan penipisan ozon. sedangkan protokol Kyoto adalah sebuah persetujuan untuk mengatur dan mengurangi gas-gas penyebab terjadinya efek rumah kaca yang menimbulkan pemanasan global (GWP).

Dalam upaya mencari alternatif yang memiliki potensi penipisan ozon dan potensi pemanasan global yang rendah serta mengurangi kemungkinan dampak lingkungan lainnya, refrigeran alami mendapatkan peningkatan minat. Refrigeran alami adalah zat yang dapat ditemukan secara alami di lingkungan yang terjadi

melalui proses bio-kimia alam dan tidak memiliki dampak buruk terhadap lingkungan. Refrigeran alami termasuk amonia, karbon dioksida, hidrokarbon, air, dan udara. Beberapa refrigeran alami telah digunakan di pasar selama beberapa dekade meskipun pada berbagai tingkat penerapan. Refrigeran alami termasuk berbagai senyawa organik dan anorganik yang cocok untuk digunakan dalam berbagai aplikasi sistem pendingin dan tata udara serta menyajikan berbagai masalah dan tantangan. Jadi, penggunaan yang berhasil dari refrigeran ini akan bervariasi tergantung pada senyawanya.

Keuntungan dari refrigeran alami telah menyebabkan peningkatan yang signifikan pada penggunaannya dalam beberapa tahun terakhir pada aplikasi yang secara biasanya dilayani oleh *fluorocarbons*. Untuk amonia dan hidrokarbon, tujuan utama dari pengembangan saat ini adalah dalam hal mengurangi pengisian refrigeran ke dalam sistem pendingin untuk mengatasi masalah keamanan. Melalui perancangan yang hati-hati, dimungkinkan untuk mengurangi jumlah refrigeran yang diperlukan dalam sistem dengan penerapan teknik desain seperti *plate heat exchanger* dan *dry expansion evaporator* yang keduanya sudah umum dalam sejumlah penggunaan.

Masalah umum lainnya untuk beberapa refrigeran alami adalah kebutuhan untuk pengembangan lebih lanjut dari komponen sistem yang dapat menghasilkan biaya yang efektif, mencapai energi yang diinginkan dan efisiensi kinerja.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah yang dikemukakan di atas, beberapa rumusan masalah pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana perancangan sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan variasi kombinasi refrigeran?
2. Bagaimana kinerja dari rancangan sistem refrigerasi *cascade* dan komparasi dari variasi kombinasi refrigeran yang digunakan?
3. Bagaimana tingkat kelayakan usaha instalasi *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade*?

1.3 Tujuan

Sesuai dengan perumusan masalah yang telah ditetapkan, penelitian ini mempunyai tujuan, yaitu:

1. Merancang sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan variasi kombinasi refrigeran.
2. Menganalisis kinerja dari sistem refrigerasi *cascade* yang dirancang dan komparasi dari variasi refrigeran yang digunakan.
3. Menganalisis tingkat kelayakan usaha instalasi *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* berdasarkan metode penilaian investasi yang umum digunakan.

1.4 Batasan Masalah

Untuk memberikan gambaran yang jelas terhadap pembahasan, serta agar analisis menjadi terarah dan sesuai dengan masalah yang ada, maka batasan masalah yang akan dibahas dalam penelitian ini yaitu :

1. Penelitian ini merancang sistem refrigerasi untuk pengaplikasian pada *cold storage* ikan yang sudah ada sebelumnya.
2. Sistem diasumsikan dalam keadaan *steady-state* dan *steady-flow*. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Efisiensi isentropik kompresor konstan
4. Kerugian panas dan tekanan serta efisiensi kompresor pada sistem tidak dibahas.

1.5 Manfaat Penelitian

Berdasarkan tujuan dari penelitian, maka penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Memberikan pengetahuan tentang spesifikasi sistem refrigerasi *cascade* yang dapat diaplikasikan pada *cold storage* ikan.
2. Mengetahui faktor-faktor yang dapat digunakan sebagai bahan pertimbangan dalam pemilihan sistem refrigerasi untuk *cold storage* ikan.

3. Mengetahui proses pemilihan refrigeran yang sesuai untuk sistem refrigerasi *cascade* dan tidak menimbulkan potensi penipisan ozon dan pemanasan global.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi atau pendinginan adalah proses pengambilan panas dari suatu benda atau zat yang dapat dilakukan dengan berbagai cara. Menurut pendapat (Trott dan Welch, 1999), pendinginan adalah proses menghilangkan panas dari sebuah produk dan pada aplikasi secara praktisnya adalah untuk menghasilkan atau mempertahankan suhu di bawah suhu ruang. (Dossat dan Horan, 1961) menjelaskan bahwa refrigerasi adalah proses penurunan dan pemeliharaan suhu dari sebuah ruangan atau benda sehingga suhunya lebih rendah dari suhu lingkungan di sekitarnya. Sedangkan menurut (Arismunandar dan Saito, 1981), refrigerasi adalah usaha untuk mempertahankan suhu rendah yaitu suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan kondisi yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu. Refrigerasi memanfaatkan sifat-sifat panas (*thermal*) dari bahan refrigeran selagi bahan itu berubah keadaan dari bentuk cairan menjadi bentuk gas atau uap dan sebaliknya dari gas kembali menjadi cairan (Ilyas, 1993).

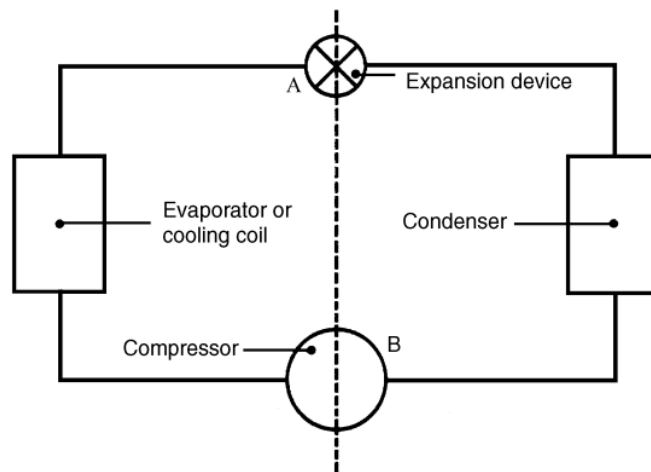
Pengambilan kalor dari suatu benda berarti pengambilan energi dari benda atau ruang yang didinginkan tersebut, karena kalor merupakan salah satu jenis energi. Pada pengaplikasian sistem refrigerasi kita mengenali alat pengkondisian udara (*Air Conditioner*) yang bekerja sebagai penyerap kalor dari udara yang akan didinginkan. Untuk menyerap energi panas dari udara dalam suatu ruangan maka diperlukan suatu alat atau material yang bertemperatur lebih rendah bersentuhan dengan udara yang akan didinginkan.

2.1.1 Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi

Prinsip kerja mesin refrigerasi adalah memindahkan panas dari suatu tempat atau ruangan sehingga temperatur ruangan tersebut menjadi rendah, kemudian panasnya dibuang ke tempat atau bahan lain yang temperaturnya lebih tinggi. Menurut (Miller dan Miller, 2006) selama pendinginan, panas yang tidak

diinginkan dipindahkan secara mekanis ke luar ruangan. Akibat dari pemindahan panas, ruangan tersebut dapat dikatakan menjadi lebih dingin dari benda di sekitarnya sehingga prosesnya sering dikatakan sebagai proses pendinginan, dan unit mesinnya pun sering disebut sebagai mesin pendingin.

Siklus refrigerasi adalah rangkaian dari beberapa proses refrigeran yang bersirkulasi dalam mesin pendingin, yang berlangsung dalam urutan yang sama. Dengan memahami proses-proses yang berlangsung pada refrigeran yang bersirkulasi dalam suatu sistem refrigerasi, maka pengaturan-pengaturan seluruh proses itu dapat dilakukan sesuai dengan tujuan dari pendinginan.



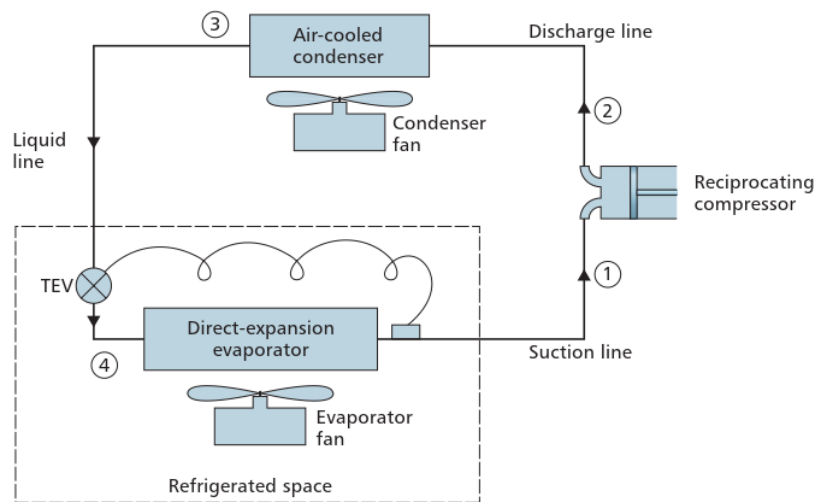
Gambar 2. 1. Siklus Dasar Sistem Refrigerasi (Bryant, 1998)

Pada dasarnya prinsip kerja mesin refrigerasi adalah mengikuti proses-proses yang terjadi pada siklus refrigerasi. Seperti pada Gambar 2. 1, uap refrigeran yang bertekanan rendah dan bertemperatur rendah dari evaporator, dihisap oleh kompresor kemudian dimampatkan menuju ke kondensor menjadi uap bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi. Di dalam kondensor uap refrigeran yang bertemperatur tinggi dan bertekanan tinggi didinginkan sehingga terjadi proses kondensasi atau pengembunan. Cairan bertekanan tinggi dari kondensor ditampung di tangki penampung dan kemudian mengalir ke katup ekspansi, di dalam katup ekspansi cairan yang bertekanan tinggi diturunkan tekanannya dan selanjutnya dialirkan ke evaporator. Di dalam evaporator cairan bahan pendingin bertekanan

rendah menguap, kemudian uap bahan pendingin bertekanan rendah dari evaporator dihisap kembali oleh kompresor. Demikianlah seperti halnya siklus refrigerasi, begitulah prinsip kerja mesin refrigerasi berulang terus sampai tujuan pendinginan tercapai.

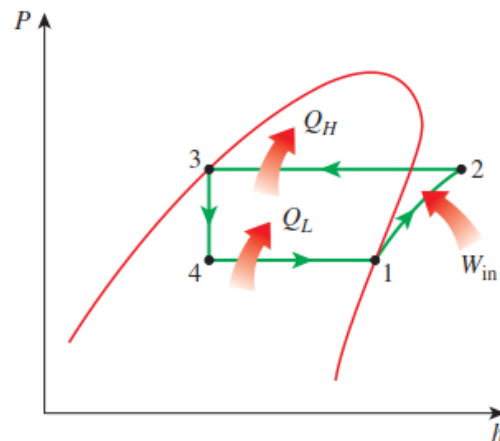
2.1.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sistem refrigerasi yang umum dan mudah dijumpai pada aplikasi sehari-hari, baik untuk keperluan rumah tangga, komersial, dan industri, adalah sistem refrigerasi kompresi uap. Pada sistem ini terdapat refrigeran, yakni suatu senyawa yang dapat berubah fase secara cepat dari uap ke cair dan sebaliknya. Pada saat terjadi perubahan fase dari cair ke uap, refrigeran akan mengambil kalor (panas) dari lingkungan. Sebaliknya, saat berubah fase dari uap ke cair, refrigeran akan membuang kalor (panas) ke lingkungan sekelilingnya (lihat Gambar 2. 2).



Gambar 2. 2. Siklus Refrigerasi Kompresi Uap (Trott dan Welch, 1999)

Diagram P-h pada Gambar 2. 3 dapat memberikan gambaran yang lebih jelas mengenai proses-proses yang terjadi pada siklus refrigerasi kompresi uap.



Gambar 2. 3. Diagram P-h Refrigerasi Kompresi Uap (Cengel dan Boles, 2015)

1. Proses Kompresi (1-2)

Uap super panas refrigeran yang bertemperatur dan bertekanan rendah yang berasal dari proses penguapan kemudian dimampatkan oleh kompresor menjadi uap bertemperatur dan bertekanan tinggi dengan tujuan agar kemudian mudah diembunkan, untuk kembali menjadi cairan di dalam kondensor.

2. Proses Kondensasi (2-3)

Proses kondensasi adalah proses pengenyahan panas atau pemindahan panas ke medium pengembun di luar kondensor. Medium pengembun dapat berupa udara, air atau gabungan keduanya. Semua panas laten yang sebelumnya diserap oleh refrigeran selama proses penguapan dienyahkan keluar sistem refrigerasi.

3. Proses Ekspansi (3-4)

Ekspansi adalah proses pengaturan kesempatan bagi refrigeran cair untuk memuai agar selanjutnya dapat mendidih dan menguap di evaporator. Fungsi dari pengatur refrigeran adalah agar proses pengisapan dan pemampatan pada kompresor dapat menciptakan dan mempertahankan perbedaan tekanan yang diperlukan untuk mengubah keadaan refrigeran dari berwujud cair menjadi uap.

4. Proses Evaporasi (4-1)

Refrigeran cair yang berada dalam pipa evaporator mendidih dan menguap pada temperatur tetap, walaupun telah menyerap sejumlah besar panas dari

lingkungan sekitarnya yang berupa zat alir dan pangan dalam ruangan tertutup berinsulasi. Panas yang diserap dinamakan kalor laten penguapan. Uap yang terbentuk pada akhir evaporator berada dalam keadaan jenuh karena menyerap panas yang berasal dari benda di sekitar evaporator. Refrigeran yang dalam keadaan uap jenuh kemudian meninggalkan evaporator keluar melewati pipa isap kompresor atau alat penukaran panas sehingga berubah keadaannya menjadi lewat panas yang disebut uap super panas, namun tekanannya tidak berubah ketika dihisap masuk ke kompresor.

2.1.3 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

Komponen yang keberadaannya mutlak harus berada dalam sistem refrigerasi tersebut dikelompokkan pada komponen utama. Menurut (Welch, 2008), sistem pendingin kompresi uap atau sering disebut refrigerasi mekanis mempunyai empat komponen penting yaitu penukar panas evaporator, kompresor, penukar panas kondensor dan perangkat ekspansi (biasanya katup ekspansi). Apabila salah satu dari keempat komponen tersebut tidak ada atau tidak terpenuhi maka sistem tidak akan dapat bekerja. Dengan hanya menggunakan keempat komponen tersebut kita sudah dapat membuat suatu sistem refrigerasi kompresi uap sederhana.

2.1.3.1 Kompresor

Kompresor adalah jantung dari sistem pendingin. Kompresor memompa panas melalui sistem dalam bentuk refrigeran yang sarat panas. Kompresor menurunkan tekanan dari sistem pada sisi tekanan rendah yang meliputi evaporator dan menaikkan tekanan pada sisi tekanan tinggi. Perbedaan tekanan inilah yang menyebabkan refrigeran mengalir. Semua kompresor dalam sistem pendingin melakukan fungsinya dengan mengompresi refrigeran uap, yang dapat dicapai dengan beberapa cara dengan berbagai jenis kompresor (Whitman et al., 2012).

Menurut (Welch, 2008), kompresor memiliki dua fungsi utama yaitu pertama untuk memompa atau meresirkulasi refrigeran di sekitar sistem dan kedua adalah untuk meningkatkan tekanan refrigeran di dalam sistem. Sedangkan menurut (Trott dan Welch, 1999) fungsi kompresor pada siklus kompresi uap adalah

menerima uap refrigeran bertekanan rendah dari evaporator dan menaikkan tekanannya ke kondensor.

Kapasitas kompresor (kapasitas pemompaan) menentukan laju aliran refrigeran. Hal tersebut harus sama dengan tingkat penguapan di evaporator. Apabila kapasitas kompresor terlalu tinggi, maka tekanan evaporator akan turun dan oleh karena itu suhu evaporasi juga akan turun. Hal tersebut dapat menimbulkan masalah pada aplikasi pengkondisian udara seperti penumpukan bunga es pada koil pendingin udara jika suhu refrigeran turun di bawah 0°C. Sehingga efisiensi dari sistem juga akan berkurang (Welch, 2008).

2.1.3.2 Kondensor

Kondensor adalah alat untuk mentransfer panas. Kondensor digunakan untuk menghilangkan panas dari uap refrigeran. Dengan menggunakan beberapa metode pendinginan, kondensor mengubah uap menjadi cairan (Miller dan Miller, 2006). (Whitman et al., 2012) menjelaskan bahwa kondensor menolak panas sensibel (terukur) dan panas laten (tersembunyi) dari sistem pendingin. Panas tersebut dapat berasal dari panas yang telah diserap oleh evaporator seperti panas produk, panas kompresi atau gesekan mekanis yang dihasilkan pada langkah kompresi, panas lilitan motor dan setiap panas yang diserap oleh refrigeran *superheat* pada saluran hisap sebelum memasuki kompresor.

Kondensor menerima gas panas yang meninggalkan kompresor melalui pipa pendek, yang disebut jalur gas panas, antara kompresor dan kondensor, saluran ini juga disebut sebagai saluran pembuangan (*discharge line*). Gas panas dipaksa ke bagian atas koil kondensor oleh kompresor. Gas buangan dari kompresor adalah uap refrigeran bertekanan tinggi, bertemperatur tinggi, dan super panas. Suhu gas panas dari kompresor dapat berada di kisaran 93°C dan akan berubah tergantung pada suhu sekitarnya dan aplikasi sistem.

Proses perpindahan kalor di kondensor terjadi dalam 3 tahapan yaitu :

1. Penurunan nilai *superheat* (*desuperheating*) sampai mencapai temperatur kondensasi. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor sensibel.
2. Perubahan fase refrigeran dari fase gas menjadi cair. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor laten.

3. Pelepasan kalor dari refrigeran cair (*sub-cooling*) ke media pendingin. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor sensibel.

2.1.3.3 Katup Ekspansi

Fungsi katup ekspansi adalah untuk mengontrol aliran refrigeran dari sisi kondensasi tekanan tinggi pada sistem ke dalam evaporator bertekanan rendah. Pada banyak kasus, pengurangan tekanan dapat dicapai melalui *orifice*. (Trott dan Welch, 1999). Selain itu katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus diserap oleh evaporator, jadi katup ekspansi mengatur supaya evaporator dapat selalu bekerja (menyerap panas) sehingga diperoleh efisiensi siklus refrigerasi yang maksimal.

Setelah refrigeran terkondensasi di kondensor, refrigeran cair tersebut masuk ke katup ekspansi yang mengontrol jumlah refrigeran yang masuk ke evaporator agar sesuai dengan laju aliran atau penguapan cairan refrigeran di evaporator. Selain itu, katup ekspansi juga berfungsi menurunkan tekanan, hal ini bertujuan untuk menjaga beda tekanan di sisi tekanan rendah dan tekanan tinggi pada sistem. Pada waktu membuka, besar saluran katup ekspansi harus sesuai dengan jumlah refrigeran yang diperlukan oleh evaporator, sehingga refrigeran dapat menguap dengan sempurna pada waktu keluar dari evaporator.

2.1.3.4 Evaporator

Evaporator adalah alat penukar panas berupa bentuk dari sebuah permukaan yang diperluas atau konfigurasi bersirip dimana udara yang akan didinginkan disirkulasikan oleh kipas. Cairan pendingin bersirkulasi melalui pipa evaporator dan harus pada suhu yang lebih rendah dari suhu udara. (Welch, 2008).

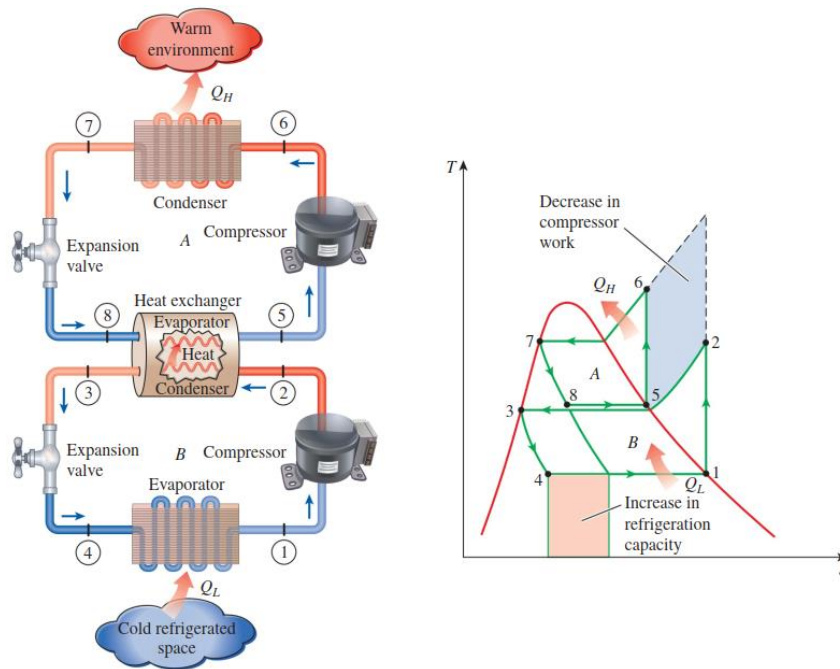
(Miller dan Miller, 2006) menjelaskan bahwa evaporator menghilangkan panas dari ruangan yang didinginkan. Saat udara didinginkan, evaporator mengembunkan uap air. Apabila air yang mengembun di kumparan evaporator membeku ketika suhu di bawah 0°C, sistem harus bekerja lebih keras. Air beku atau es bertindak sebagai penyekat (*insulator*). Hal tersebut akan mengurangi efisiensi evaporator. Sedangkan menurut (Trott dan Welch, 1999), fungsi evaporator adalah menerima cairan refrigeran suhu rendah bertekanan rendah dari katup ekspansi dan

membawanya dalam kontak termal dengan beban. Refrigeran mengambil panas latennya dari beban dan meninggalkan evaporator berbentuk gas kering.

2.1.4 Sistem Refrigerasi *Cascade*

Menurut (Bhardia et al., 2013), sebuah sistem refrigerasi *cascade* dua tahap menggunakan dua unit kompresi uap yang bekerja secara terpisah dengan refrigeran yang berbeda dan saling berhubungan sedemikian rupa sehingga evaporator dari sistem bertemperatur tinggi digunakan untuk berfungsi sebagai kondensor pada sistem bertemperatur lebih rendah (evaporator unit pertama mendinginkan kondensor unit kedua). (Syaka et al., 2016) menambahkan bahwa sistem refrigerasi *cascade* minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi yang bekerja secara mandiri. Dua sistem refrigerasi ini dihubungkan penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondensor di sirkuit temperatur rendah (*Low Temperature Circuit/LTC*) diserap evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (*High Temperature Circuit/HTC*).

(Subagia dan Susila, 2017) menjelaskan bahwa sistem refrigerasi *cascade* merupakan salah satu alternatif yang banyak digunakan pada sistem refrigerasi temperatur rendah, aplikasi di bidang komersial pada pengawetan dan penyimpanan makanan dibutuhkan temperatur -18°C sampai dengan -35°C , sedangkan pada aplikasi proses industri dibutuhkan temperatur pendinginan yang lebih rendah berkisar -35°C sampai dengan -50°C . Keuntungan sistem refrigerasi *cascade* dapat menggunakan jenis refrigeran yang berbeda untuk masing-masing siklus, sehingga dapat dilakukan pemilihan pasangan refrigeran yang sesuai dengan temperatur evaporator yang akan dicapai dengan performansi sistem yang maksimal.



Gambar 2. 4. Sistem Refrigerasi *Cascade* (Cengel dan Boles, 2015)

Menurut (Cengel dan Boles, 2015), kedua siklus dari sistem refrigerasi *cascade* terhubung melalui alat penukar panas di bagian tengah sistem yang berfungsi sebagai evaporator untuk siklus atas (siklus A) dan kondensor untuk siklus bawah (siklus B). Dengan asumsi bahwa alat penukar panas terisolasi dengan baik serta energi kinetik dan potensial diabaikan, perpindahan panas dari fluida pada siklus bawah harus sama dengan perpindahan panas ke fluida pada siklus atas (lihat Gambar 2. 4). Sehingga hubungan perpindahan panas yang melalui setiap siklusnya dapat dirumuskan melalui persamaan 2.1 dan persamaan 2.2.

$$m_A(h_5 - h_8) = m_B(h_2 - h_3) \rightarrow \frac{m_A}{m_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad \dots (2.1)$$

Dimana :

m_A = Laju aliran masa refrigeran pada sisi tekanan tinggi

m_B = Laju aliran masa refrigeran pada sisi tekanan rendah

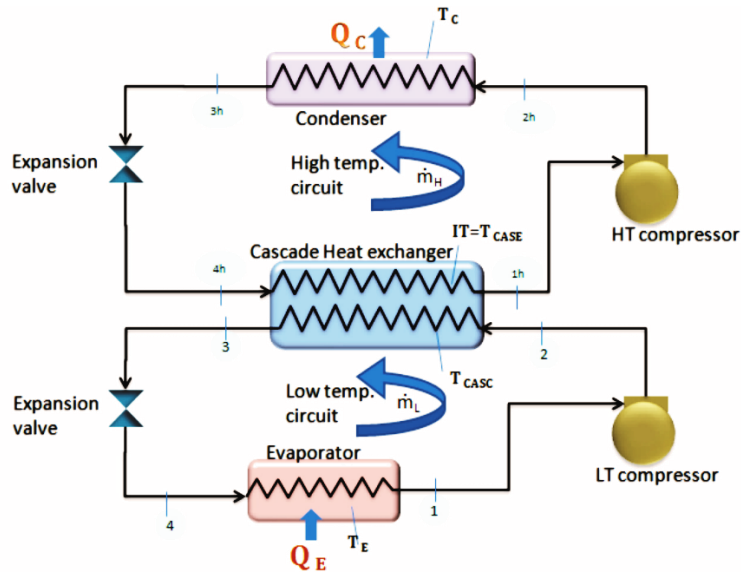
h = Entalpi

Sehingga :

$$COP_{R,Cascade} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{m_B(h_1 - h_4)}{m_A(h_6 - h_5) + m_B(h_2 - h_1)} \quad \dots (2.2)$$

2.1.5 Prinsip kerja sistem refrigerasi *cascade*

Sistem *cascade* sangat efektif jika kita menginginkan temperatur yang sangat rendah. Pada aplikasinya dapat terdapat 2 sistem kompresi uap dimana evaporator pada kompresi uap pertama yang memiliki temperatur relatif lebih tinggi digunakan untuk menyerap kalor pada kondensor di kompresi uap kedua, sehingga evaporator pada kompresi uap kedua memiliki temperatur yang lebih rendah. Sistem *cascade* memungkinkan penggunaan refrigeran yang berbeda tergantung pada tekanan kerja dan jenis kompresor yang digunakan. Dengan siklus *cascade* kerja kompresor akan lebih kecil dan jumlah panas yang diserap akan meningkat, sehingga efek COP dari sistem pendingin akan meningkat.



Gambar 2. 5. Diagram Skema Sistem Refrigerasi *Cascade* (Bhardia et al., 2013)

Menurut (Bhardia et al., 2013), Kondensor pada sistem *high temperature* (HT) yang disebut sebagai tahap pertama atau tahap tekanan tinggi, biasanya didinginkan oleh kipas dengan udara sekitarnya. Dalam beberapa kasus dapat menggunakan pendingin air akan tetapi pendinginan udara lebih umum digunakan.

Evaporator pada sistem *low temperature* (LT) digunakan untuk mendinginkan kondensor pada sistem LT yang disebut tahap kedua atau tahap tekanan rendah. Unit yang merupakan evaporator sistem HT dan kondensor sistem LT sering disebut sebagai kondensor antar tahap (*inter-stage*) atau kondensor *cascade* (lihat Gambar 2. 5).

2.2 Refrigeran

Dalam suatu sistem refrigerasi, dibutuhkan suatu media yang digunakan untuk menyerap, memindahkan dan melepaskan panas dari suatu produk atau ruangan ke luar ruangan atau sistem, yang biasa disebut dengan refrigeran. Refrigeran berubah fasa dari cair (*liquid*) menjadi uap (*vapour*) selama proses penyerapan panas dan mengkondensasi menjadi cair (*liquid*) kembali ketika melepaskan panas.

Menurut (Harman et al., 2017), refrigeran merupakan fluida kerja yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi. Refrigeran menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi. Sedangkan menurut (Miller dan Miller, 2006), refrigeran adalah zat yang mengambil panas laten ketika zat menguap dari bentuk cairan ke uap. Hal tersebut terjadi pada suhu dan tekanan yang rendah. Refrigeran mengeluarkan panas laten ketika mengembun dari bentuk uap menjadi cairan pada tekanan dan suhu yang tinggi. Refrigeran menjadi dingin dengan menyerap panas dari suatu tempat dan melepaskannya di tempat yang lain.

Untuk terjadinya suatu proses pendinginan diperlukan refrigeran yang mudah berubah bentuk dari fasa uap menjadi cair atau sebaliknya sehingga memenuhi karakteristik termodinamika yang tepat. karakteristik termodinamika yang dibutuhkan refrigeran meliputi temperatur penguapan, tekanan penguapan, temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan. (Trott dan Welch, 1999) mengemukakan bahwa refrigeran yang digunakan pada sistem refrigerasi harus memenuhi beberapa persyaratan, yaitu :

1. Panas laten penguapan yang tinggi
2. Kepadatan gas hisap yang tinggi

3. Tidak korosif, tidak beracun dan tidak mudah terbakar
4. Temperatur kritis dan *triple point* di luar rentang kerja sistem
5. Sesuai dengan bahan komponen dan minyak pelumas
6. Tekanan kerja yang sesuai (tidak terlalu tinggi atau di bawah tekanan atmosfer)
7. Kekuatan dielektrik yang tinggi (untuk kompresor dengan motor listrik integral)
8. Biaya yang murah
9. Kemudahan pendeteksian kebocoran
10. Ramah lingkungan.

Beberapa jenis refrigeran (Tabel 2. 1) dikembangkan pada tahun 1930-an. Banyak refrigeran yang diproduksi beberapa dekade yang lalu, sekarang dilarang karena efeknya pada lingkungan alam. Tren tersebut telah menuju penghapusan bertahap untuk refrigeran yang membahayakan lingkungan dan mencari pengganti yang lebih ramah lingkungan (Whitman et al., 2012).

Menurut (Welch, 2008), pencarian refrigeran yang baru, dimulai pada tahun 1980-an setelah penemuan adanya “lubang” pada lapisan ozon yang dikaitkan dengan emisi seperti *chlorofluorocarbon* (CFC), *nitrous oxide* dan *methyl bromide*. (Whitman et al., 2012) menambahkan bahwa efek langsung dari pemanasan global diciptakan oleh bahan kimia yang dipancarkan langsung ke atmosfer. Emisi langsung ini diukur dengan indeks yang disebut sebagai *Global Warming Potential* (GWP). Refrigeran yang bocor dari sistem pendingin atau AC berkontribusi terhadap pemanasan global. Efek langsung tersebut diukur dengan membandingkannya dengan karbon dioksida yang memiliki GWP 1.

Protokol Montreal merupakan perjanjian internasional untuk mengatur dan melarang penggunaan zat-zat perusak ozon, sedangkan Protokol Kyoto adalah sebuah persetujuan untuk mengatur dan mengurangi gas-gas penyebab terjadinya efek rumah kaca yang ditengarai menimbulkan pemanasan global (GWP). Apabila kedua protokol tersebut dilaksanakan secara bersama-sama maka secara umum tidak ada refrigeran komersial yang dapat dipakai kecuali refrigeran alami atau natural.

Tabel 2. 1. Klasifikasi dan Sifat dari Beberapa Refrigeran Umum

Kelompok	Refrigeran	ODP	GWP	Titik didih (°C)	Suhu kritis (°C)	Tekanan kritis (bar)	ASHRAE Safety
HCFC	R22	0,055	1810	-41	96	50	A1
	R123	0,060	77	28	184	37	B1
	R401A	0,033	1182	-33	107	46	A1
	R402A	0,019	2788	-49	76	42	A1
	R408A	0,024	3152	-44	83	43	A1
HFC	R23	0	14800	-80	26	48	A1
	R32	0	675	-52	78	58	A2
	R134a	0	1430	-26	101	41	A1
	R404A	0	3922	-47	72	37	A1
	R407A	0	2107	-46	82	45	A1
	R410A	0	2088	-51	71	49	A1
	R507A	0	3985	-47	71	37	A1
HFO	R1234yf	0	4	-29	95	34	A2
	R1234ze	0	6	-19	109	36	A2
Alami	R290	0	3	-42	97	43	A3
	R600a	0	3	-12	135	36	A3
	R717	0	0	-33	132	113	B2
	R744	0	1	-57	31	74	A1
	R1270	0	2	-48	91	46	A3

Salah satu jenis refrigeran yang ramah lingkungan adalah refrigeran yang terbuat dari unsur alami. Sebagai contoh: air, karbon dioksida, amoniak dan hidrokarbon. Refrigeran ini tidak mempunyai efek yang merusak lingkungan. Oleh karena tidak mempunyai efek yang merusak lingkungan, maka pemakaiannya sudah banyak didapati di masyarakat.

Karbon dioksida (CO₂, R-744) adalah cairan tidak mudah terbakar, non-toksik, tidak berpotensi menimbulkan ODP dan GWP serta dapat beroperasi disiklus kompresi uap. Dengan demikian, CO₂ memiliki potensi yang sangat besar sebagai refrigeran alternatif dalam aplikasi otomotif pengganti R134a.

2.2.1 Refrigeran Alami

Sekitar 50 zat berbeda sudah digunakan secara luas sebagai media kerja selama 160 tahun dalam sejarah pendinginan. Sebagian besar dari mereka telah dibuang karena tidak cocok karena berbagai alasan, tetapi terdapat beberapa zat yang tetap menjadi pilihan untuk beradaptasi dengan berbagai kondisi aplikasi (Lommers dan Airah, 2003). Diantaranya adalah sejumlah refrigeran alami seperti air, amonia, hidrokarbon dan karbon dioksida. Refrigeran alami menyediakan alternatif untuk beberapa refrigeran CFC, HCFC dan HFC. Selain dari potensi penipisan ozon (ODP) berjumlah nol dan potensi pemanasan global (GWP) yang rendah atau tidak ada, mereka juga kompatibel dengan material umum yang ditemukan pada sistem pendingin dan larut dalam minyak mineral konvensional. Karena refrigeran alami tidak mengandung atom klorin atau fluor, mereka tidak dapat bereaksi dengan air, dan oleh karenanya tidak membentuk asam kuat yang dapat menyebabkan kegagalan prematur pada sistem.

2.2.1.1 Amonia (R717)

Amonia merupakan refrigeran alami yang paling penting karena sudah lama dan digunakan secara luas pada pengolahan pengawetan bahan makanan dan minuman. Sejak pertengahan abad ke -19 telah terjadi banyak perubahan pada jenis refrigeran, namun amonia menjadi unik karena terus digunakan selama lebih dari 150 tahun.

Amonia memiliki nilai ODP dan GWP sama dengan nol. Amonia juga memiliki kinerja energi sistem pendingin yang tinggi, sifat termodinamika yang sangat baik, dan koefisien perpindahan panas yang tinggi. Dalam keadaan uap ia lebih ringan dari udara. Mudah dideteksi oleh penciuman, atau oleh berbagai sensor elektrokimia dan elektronik, dan tersedia dengan harga yang relatif lebih rendah. Amonia memberikan pendinginan yang berguna pada berbagai suhu, dari AC hingga aplikasi suhu rendah.

Amonia jauh lebih unggul daripada CFC, HCFC dan HFC. Instalasi amonia selalu memiliki efisiensi energi yang jauh lebih baik dalam praktiknya, ketika kecepatan kompresor, dimensi perpipaan dan peralatan penukar panas ditentukan pada kriteria ekonomi. Keunggulan penting lainnya adalah toleransi

terhadap minyak mineral normal, sensitivitas yang rendah terhadap sejumlah kecil air dalam sistem, pendeteksian kebocoran yang sederhana, ketersediaan tanpa batas dan harga rendah. Semua faktor tersebut berkontribusi terhadap popularitas dan penerapannya yang luas.

Kekurangan utama dari amonia adalah efek toksiknya pada konsentrasi yang lebih tinggi (diatas 300 ppm), namun risiko ini agak dikurangi oleh bau menyengat yang mengingatkan manusia akan keberadaannya. Amonia diklasifikasikan dalam standar 34 ASHRAE karena memiliki “tingkat mudah terbakar yang lebih rendah” di udara ketika konsentrasinya berkisar antara 16% sampai 28% (berdasarkan berat), dan amonia tidak cocok dengan tembaga dan paduan tembaga.

2.2.1.2 Karbon dioksida (R744)

Seperti halnya amonia, karbon dioksida juga digunakan pada pertengahan hingga akhir abad kesembilan belas, terutama di atas kapal dan di toko-toko dan teater di mana bau amonia tidak dapat diterima. Namun, karena keamanan sistem amonia dan efisiensi yang meningkat pada awal abad ke-20, sistem karbon dioksida menjadi kurang umum. Dengan diperkenalkannya *fluorocarbons* pada tahun 1930-an, karbon dioksida tidak lagi digunakan pada tahun 1950-an.

Karbon dioksida adalah salah satu dari beberapa refrigeran alami, yang tidak mudah terbakar atau beracun, murah, tersedia secara luas dan tidak mempengaruhi lingkungan global seperti kebanyakan refrigeran lainnya. CO₂ memiliki GWP 1, tetapi dampak pemanasan global bersih ketika digunakan sebagai gas teknis adalah 0, karena gas adalah produk limbah dari produksi industri. CO₂ adalah alternatif yang sangat baik diantara refrigeran alami, terutama dalam aplikasi di mana toksisitas dan mudahnya terbakar dari amonia dan hidrokarbon kemungkinan menjadi masalah.

Toksisitas yang rendah, tidak mudah terbakar, potensi penipisan ozon bernilai nol dan rendahnya potensi pemanasan global telah menarik perhatian para perancang sistem mulai awal 1990-an ketika sedang dicari alternatif untuk *chlorofluorocarbons* (CFC). Sejak saat itu, karbon dioksida telah diterima secara

luas dalam berbagai sistem kompresi uap, dari *freezer* suhu rendah sampai pompa panas suhu tinggi. Karbon dioksida juga telah banyak digunakan sebagai refrigeran sekunder, menawarkan peningkatan efisiensi yang signifikan dibandingkan dengan air biasa, glikol atau sistem air asin.

Satu perbedaan utama antara karbon dioksida dan zat pendingin lainnya adalah pada karakteristik tekanan / temperaturnya, karena tekanan yang dialami berkisar sepuluh kali lebih tinggi daripada yang ada pada sistem amonia atau R-404A. Tekanan tinggi tersebut membutuhkan desain peralatan khusus, tetapi juga menawarkan banyak keunggulan dibandingkan pendingin lainnya. Tekanan tinggi menghasilkan densitas gas yang tinggi, memungkinkan efek refrigerasi yang jauh lebih besar dapat dicapai dari kompresor yang ada.

2.2.1.3 Hidrokarbon

Di alam, refrigeran hidrokarbon adalah unsur atau komponen dari minyak dan gas alam. Refrigeran hidrokarbon memiliki sifat lingkungan, termodinamika, dan termo-fisik yang sangat baik, namun sangat mudah terbakar. Sebagai akibat dari faktor-faktor ini, hidrokarbon adalah dasar molekuler untuk refrigeran halokarbon dimana beberapa atau semua atom hidrogen telah digantikan oleh halogen seperti klorin, fluorin, dan bromin yang mengurangi kemampuan terbakar tetapi dapat menyebabkan efek yang tidak diinginkan pada lingkungan.

Refrigeran hidrokarbon menyediakan berbagai titik didih dengan penerapan dari kriogenik sampai AC. Pada masa lalu refrigeran hidrokarbon memiliki aplikasi yang terbatas terutama dalam industri petrokimia untuk memberikan proses pendinginan industri. Dengan adanya *phase out* dari CFC, refrigeran hidrokarbon memasuki arena baru. Salah satu penggunaan pertama adalah sebagai unsur jumlah kecil dalam campuran halokarbon untuk memberikan sifat termo-fisik yang disempurnakan, seperti kemampuan bercampur dengan pelumas. Selama dekade terakhir di negara-negara Eropa dan Asia, pasar komersial untuk sistem yang menggunakan refrigeran hidrokarbon telah berkembang sebagai akibat kekhawatiran tentang konsekuensi lingkungan dari refrigeran halokarbon. Hidrokarbon yang paling umum digunakan sebagai refrigeran adalah *Methane*

(R-50), *Ethane* (R-170), *Propane* (R-290), *Butane* (R-600), *Isobutane* (R-600a), *Ethylene* (R-1150), dan *Propylene* (R-1270).

2.3 Cold storage

Cold storage adalah ruangan yang suhunya dijaga di bawah suhu udara di luar dengan tujuan supaya barang yang disimpan di dalamnya tidak rusak. Barang-barang yang biasa disimpan di dalam *cold storage* adalah es krim, ikan-ikanan, buah-buahan, susu, ikan dan produk olahannya, serta barang-barang lain yang mudah rusak bila disimpan pada suhu kamar. *Cold storage* didesain berdasarkan barang apa yang akan disimpan di dalamnya karena tiap-tiap jenis barang akan membutuhkan penyimpanan yang berbeda.

Tidak semua ikan segar langsung dibawa ke pasaran, sebagian ada yang disimpan untuk persediaan. Lamanya waktu ketahanan ikan tergantung pada kondisi apa ikan tersebut disimpan. Ikan mempunyai ketahanan tertentu di setiap bagian. Misalnya, ikan hanya mampu bertahan selama 10 hari apabila berada di *chilling room*, sedangkan di *cold storage* ikan mampu bertahan sampai dua tahun.

2.3.1 Chilling Room

Chilling Room adalah ruangan untuk mendinginkan ikan sampai pada temperatur sekitar 0°C. Pendinginan di dalam *chilling room* dimaksudkan untuk mereduksi pertumbuhan bakteri mikroorganisme dan untuk mengurangi penyusutan berat ikan oleh penguapan. *Chilling room* juga dipakai sebagai ruang transit dan juga untuk mencegah kerusakan warna di permukaan ikan karena oksida hemoglobin.

Chiller yang baik mempunyai temperatur udara yang dingin, kecepatan hembus udara yang tinggi, kelembaban udara yang tinggi dan mempunyai kapasitas pendinginan yang besar. Temperatur udara dalam *chilling room* dijaga senantiasa antara 0°C sampai -1°C. Pada temperatur di bawah -1°C, ikan akan mulai membeku.

2.3.2 Blast Freezer

Blast Freezer adalah ruangan yang dipakai untuk membekukan ikan secara cepat. Apabila periode pengawetan ikan yang dibutuhkan lebih lama daripada

ketahanan waktu ikan dalam *chilling room*, maka proses pembekuan diperlukan untuk mengatasi perubahan-perubahan secara fisik biologi, dan mikrobiologi dalam ikan. Selama proses pembekuan, kandungan air dalam ikan yang berkisar antara 80% ini harus diubah menjadi kristal-kristal es yang diikuti dengan pemisahan dari padatan yang terlarut.

Suatu ikan dikatakan membeku sempurna apabila temperatur di tengah ikan mencapai -12°C atau bahkan lebih rendah lagi. Untuk mencapai kondisi ini, harus diperhatikan bagaimana kristal-kristal es ini terbentuk. Terbentuknya kristal es dalam ikan sangat mempengaruhi kualitas ikan beku yang dihasilkan. Semakin lembut kristal es yang terbentuk, semakin baik proses pembekuan yang terjadi. Dari *International Institute of Refrigeration* (IIR), diketahui bahwa kecepatan pembekuan dinyatakan sebagai kecepatan penurunan temperatur di permukaan melalui badan ikan dalam cm/jam. Hasil pembekuan yang baik didapat apabila kecepatan pembekuan ikan berkisar antara 2-5 cm/jam. Pembekuan lambat didefinisikan dengan kecepatan di bawah 1 cm/jam dan pembekuan cepat dengan kondisi diatas 5 cm/jam.

Ikan beku yang sudah memenuhi syarat dikeluarkan dari *blast freezer* untuk selanjutnya disimpan di dalam *cold storage*. Temperatur ruangan *cold storage* dipertahankan agar tetap berada pada temperatur ikan yaitu sekitar -20°C . Ketahanan ikan dalam *cold storage* adalah fungsi dari waktu. Semakin dingin temperatur *cold storage* semakin lama ketahanan ikan tersebut.

2.4 Studi Kelayakan Usaha

2.4.1 Definisi studi kelayakan

Menurut (Ibrahim Yacob, 2003), Studi kelayakan Bisnis didefinisikan sebagai kegiatan penelitian yang hasilnya akan digunakan sebagai bahan pertimbangan dalam mengambil suatu keputusan, apakah menerima atau menolak dari suatu gagasan / proyek yang direncanakan. Sedangkan menurut (Kasmir dan Jakfar, 2012) studi kelayakan bisnis adalah suatu kegiatan yang mempelajari secara mendalam tentang suatu kegiatan atau usaha yang akan dijalankan, untuk menentukan layak atau tidaknya suatu bisnis dijalankan.

(Kasmir dan Jakfar, 2012) dengan menggunakan teori William F.S. mengartikan Investasi sebagai mengorbankan *dollar* sekarang untuk *dollar* di masa yang akan datang. Dari pengertian ini terkandung 2 (dua) atribut penting di dalam investasi yaitu adanya risiko dan tenggang waktu. Mengorbankan uang artinya menanamkan sejumlah dana dalam suatu usaha saat sekarang atau saat investasi dimulai. Kemudian mengharapkan pengembalian investasi dengan disertai tingkat keuntungan yang diharapkan di masa yang akan datang. Pengorbanan sekarang mengandung suatu kepastian bahwa uang yang digunakan untuk investasi sudah pasti dikeluarkan. Sedangkan hasil di masa yang akan datang bersifat tidak pasti.

2.4.2 Metode penilaian investasi

Pengambilan keputusan dari suatu investasi dalam dunia bisnis merupakan hal yang krusial, dan memerlukan pertimbangan melalui evaluasi berdasarkan ukuran-ukuran dan kriteria yang jelas. Sebelum suatu proyek investasi direalisasikan, perlu menerapkan metode untuk mengevaluasi atau menilai tingkat profitabilitas yang akan dihasilkan dari proyek investasi tersebut. Adapun metode-metode yang digunakan, yaitu *Net Present Value* (NPV), *Internal Rate of Return* (IRR), dan *Payback Period* (PBP).

2.4.2.1 *Net Present Value* (NPV)

Menurut (Umar, 2005), NPV merupakan selisih antara *present value* dari investasi dengan nilai sekarang dari penerimaan-penerimaan kas bersih di masa yang akan datang. Untuk menghitung nilai sekarang diperlukan tingkat bunga yang relevan. Adapun perhitungan NPV dapat dilakukan menggunakan persamaan 2.3.

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1 + K)^t} - I_0 \quad \dots (2.3)$$

Dimana: CF_t = Aliran kas per tahun pada periode t
 I_0 = Investasi awal pada tahun 0
 K = Suku bunga (*discount rate*)

Adapun kriteria penilaian untuk metode ini adalah sebagai berikut:

- Jika $NPV > 0$, maka usulan proyek diterima
- Jika $NPV < 0$, maka usulan proyek ditolak
- Jika $NPV = 0$, nilai perusahaan tetap walau usulan proyek diterima atau ditolak.

2.4.2.2 Internal Rate Return (IRR)

Menurut Johan S. (2011), IRR merupakan metode penilaian kelayakan proyek dengan menggunakan perluasan metode nilai sekarang. Pada posisi $NPV = 0$ akan diperoleh tingkat persentase IRR. Perhitungan IRR didefinisikan dengan persamaan 2.4.

$$I_0 = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1 + IRR)^t} \quad \dots (2.4)$$

Dimana: CF_t = Aliran kas per tahun pada periode t

I_0 = Investasi awal pada tahun 0

IRR = Rate yang dihasilkan

Adapun kriteria kelayakan untuk metode ini adalah sebagai berikut:

- Proyek dinilai layak jika IRR lebih besar dari persentase biaya modal (bunga kredit) atau sesuai dengan persentase keuntungan yang ditetapkan investor
- Proyek dinilai tidak layak jika IRR lebih kecil dari biaya modal atau lebih rendah dari tingkat keuntungan yang diinginkan investor

Metode ini memiliki beberapa kelebihan, antara lain:

- Sudah menghitung nilai uang yang disebabkan oleh faktor waktu
- Memperhitungkan usia ekonomis proyek
- Memperhitungkan adanya nilai sisa proyek
- Bank lebih mudah menentukan persentase tingkat suku bunga maksimum yang bisa ditutup proyek.

2.4.2.3 Payback Period (PBP)

Menurut (Umar, 2005), metode ini digunakan untuk mencari periode yang diperlukan untuk menutup kembali pengeluaran investasi dengan menggunakan aliran kas. Adapun perhitungan PBP dapat dilakukan dengan persamaan 2.5.

$$PBP = \frac{\text{Nilai Investasi}}{\text{Kas Masuk Bersih}} \times 1 \text{ Tahun} \quad \dots (2.5)$$

Kriteria penilaian untuk metode ini adalah jika PBP lebih pendek waktunya dari umur ekonomis proyek yang ditentukan maka usulan investasi dapat diterima.

Metode penilaian investasi ini cukup sederhana sehingga mempunyai kelemahan. Kelemahan utamanya yaitu tidak memperhatikan konsep nilai waktu dari uang di samping juga tidak memperhatikan aliran kas masuk setelah *payback*. Jadi, pada intinya metode ini hanya digunakan sebagai pendukung metode lain.

2.5 Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu menjadi salah satu acuan dan bahan perbandingan sehingga dapat memperkaya teori yang digunakan dalam mengkaji penelitian yang dilakukan. Adapun hasil-hasil penelitian yang dijadikan kajian dan perbandingan tidak terlepas dari topik penelitian yaitu mengenai sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* dan pengaplikasiannya.

2.5.1 Perancangan *Cold Storage* untuk Produk Kedelai dengan Kapasitas 2410 Ton/hari (2017)

(Diniardi dan Mulyadi, 2017) melakukan penelitian tentang perancangan ruangan *cold storage*, *ante room* dan *stuffing room* untuk kebutuhan pembekuan kedelai. Perhitungan beban kalor merupakan tahapan yang paling menentukan yang akan menjadi acuan dalam pemilihan komponen kompresor.

Dari hasil penelitian diperoleh beban refrigerasi untuk ruangan *cold storage* A sebesar 42,63 kw, untuk *cold storage* B sebesar 26,23 kW, *ante room* sebesar 26,36 kW, *stuffing room* sebesar 10,76 kW, serta untuk ruangan *future* 1 dan 2 didapatkan beban refrigerasi sebesar 42,36 kW dan 26,23 kW. Sehingga total

beban refrigerasi yang diperoleh sebesar 105,58 kW. Komponen kompresor yang dipilih dengan tipe *reciprocating* sebanyak 2 unit (1 unit sebagai *backup* dengan kapasitas 113,1 kW).

2.5.2 A Feasibility Analysis of Replacing the Standard Ammonia Refrigeration Device with the Cascade NH₃/CO₂ Refrigeration Device in the Food Industry (2015)

(Jankovich dan Osman, 2015) melakukan penelitian analisis termodinamika untuk menunjukkan kelayakan dari penggantian sistem refrigerasi amonia standar dengan sistem refrigerasi *cascade* NH₃/CO₂ pada industri makanan. Alasan utama penggantian tersebut adalah untuk mengurangi jumlah total amonia didalam ruang pendingin, dikarenakan kontaminasi dari amonia dapat membahayakan kesehatan manusia dan keamanan dari produk makanan.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan, dapat disimpulkan bahwa pemilihan sistem refrigerasi *cascade* NH₃/CO₂ adalah sistem yang lebih mahal apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi amonia standar karena membutuhkan lebih banyak daya kompresor, ditambah lagi dengan sistem suhu rendah dimana CO₂ bersirkulasi harus terinsulasi dengan baik yang dapat meningkatkan biaya dari keseluruhan sistem refrigerasi *cascade*. Bagaimanapun, implementasi dari sistem refrigerasi *cascade* NH₃/CO₂ yang baru pada sistem refrigerasi amonia standar yang sudah ada pada semua segmen industri makanan memberikan keuntungan yang sangat besar dilihat dari berkurangnya amonia yang bersirkulasi dan menghasilkan keunggulan di bidang isu keamanan. Sistem refrigerasi *cascade* NH₃/CO₂ mengurangi jumlah NH₃ pada bagian sirkuit suhu tinggi, sementara itu bagian sirkuit suhu rendah menggunakan CO₂ hanya sebagai refrigeran sekunder yang dapat menghilangkan bahaya NH₃ untuk alasan keamanan dari area tempat manusia bekerja dan dari produk yang didinginkan.

2.5.3 Simulation of Thermodynamic Analysis of Cascade Refrigeration System with Alternative Refrigerants (2015)

(Kasi, 2015) melakukan penelitian untuk menganalisis sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan berbagai refrigeran alternatif. Beberapa refrigeran yang digunakan pada penelitian ini adalah R134a, R290, R404A, R407C, R410A, dan R290 pada sirkuit temperatur tinggi sedangkan refrigeran R23, R508B dan R170 digunakan pada sirkuit temperatur rendah.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan didapatkan bahwa COP sistem refrigerasi *cascade* meningkat dan laju aliran massa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi meningkat bersamaan dengan kenaikan suhu evaporator untuk semua jenis refrigeran. Disisi lain, COP sistem menurun dan laju aliran massa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi meningkat, juga terjadinya peningkatan kerja kompresor bersamaan dengan peningkatan suhu kondensor. Pasangan refrigeran R134a/R170 memiliki COP tertinggi dan laju aliran massa terendah, sementara itu R404A/R508B memiliki COP terendah dan laju aliran massa tertinggi.

2.5.4 Studi Variasi Beban Pendinginan di Evaporator Low Stage Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Heat Exchanger Tipe Concectric Tube dengan Fluida Kerja Refrigeran Musicool-22 di High Stage dan R-404A di Low Stage (2013)

(Safitra dan Putra, 2013) melakukan penelitian dengan variasi beban pendinginan di evaporator *low stage* menggunakan *electric heater*. Refrigeran yang digunakan adalah Musicool-22 pada sirkuit sisi tinggi dan R404A pada sirkuit sisi rendah. Variasi dilakukan mulai dari 0 (tanpa beban), 11, 35, 70, 95, 140, 210, dan 300 Watt.

Hasil dari studi eksperimen ini menunjukkan nilai-nilai optimum untuk proses pembekuan daging yaitu pada pembebanan 35 Watt dengan $Q_{\text{Evap}} = 0,327$ kW, $\text{COP}_{\text{Cas}} = 0,935$ dan temperatur di dalam *cooling box* sebesar $-26,2$ °C. Pada beban 300 Watt diperoleh kapasitas pendinginan maksimum pada sistem *Low Stage* sebesar 0,622 kW. Kerja maksimum kompresor pada sistem *High Stage* 0,148 kW dan *Low Stage* 0,461 kW, nilai COP *cascade* maksimum 1,020, efek refrigerasi

maksimum pada *Low Stage* 135,865 kJ/kg, HRR maksimum pada *Low Stage* 1,742. Kemudian diperoleh nilai *effectiveness cascade heat exchanger* tertinggi 0,93 dan terendah 0,89 serta nilai NTU tertinggi 7,06 dan terendah 4,76 pada saat beban 300Watt.

2.5.5 Studi Variasi Beban Pendinginan pada Evaporator *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* R22 – 404A (2013)

(Ichsan dan Putra, 2013) melakukan penelitian dengan variasi beban pendinginan di evaporator menggunakan *electric heater*. Refrigeran yang digunakan adalah R-22 pada sirkuit sisi tinggi dan R-404A pada sirkuit sisi rendah. Variasi beban dilakukan mulai dari tanpa pemberian beban sampai beban *heater* sebesar 203,72 Watt.

Berdasarkan studi eksperimen ini didapatkan hasil yang optimum pada pembebanan 203,72 Watt berupa $COP_{Cas} = 1,06213$, $\epsilon_{effectiveness} = 0,78313$, temperatur evaporator minimum -26,9 °C. Dan dari hasil ini menunjukkan desain *heat exchanger* tipe konsentrik sangat menentukan dalam perpindahan panas, sehingga performa dari sistem refrigerasi *cascade* sangat ditentukan oleh tingkat perpindahan kalor pada *heat exchanger* yang diketahui melalui nilai $\epsilon_{effectiveness}$ dan NTU.

2.5.6 Thermodynamic Analysis of An R744-R717 Cascade Refrigeration System (2008)

(Getu dan Bansal, 2008) melakukan analisis termodinamika terhadap sistem kompresi uap *cascade* dengan menggunakan refrigeran karbon dioksida (R744) pada *low stage* dan refrigeran amonia (R717) pada *high stage* untuk mengoptimalkan temperatur evaporator dan laju aliran massa, yang dapat memberikan COP yang maksimum pada sistem. Analisis regresi *multilinear* diterapkan pada perbedaan suhu *subcooling*, *superheating*, penguapan, pengembunan dan penukar panas *cascade* untuk mendapatkan COP yang maksimal.

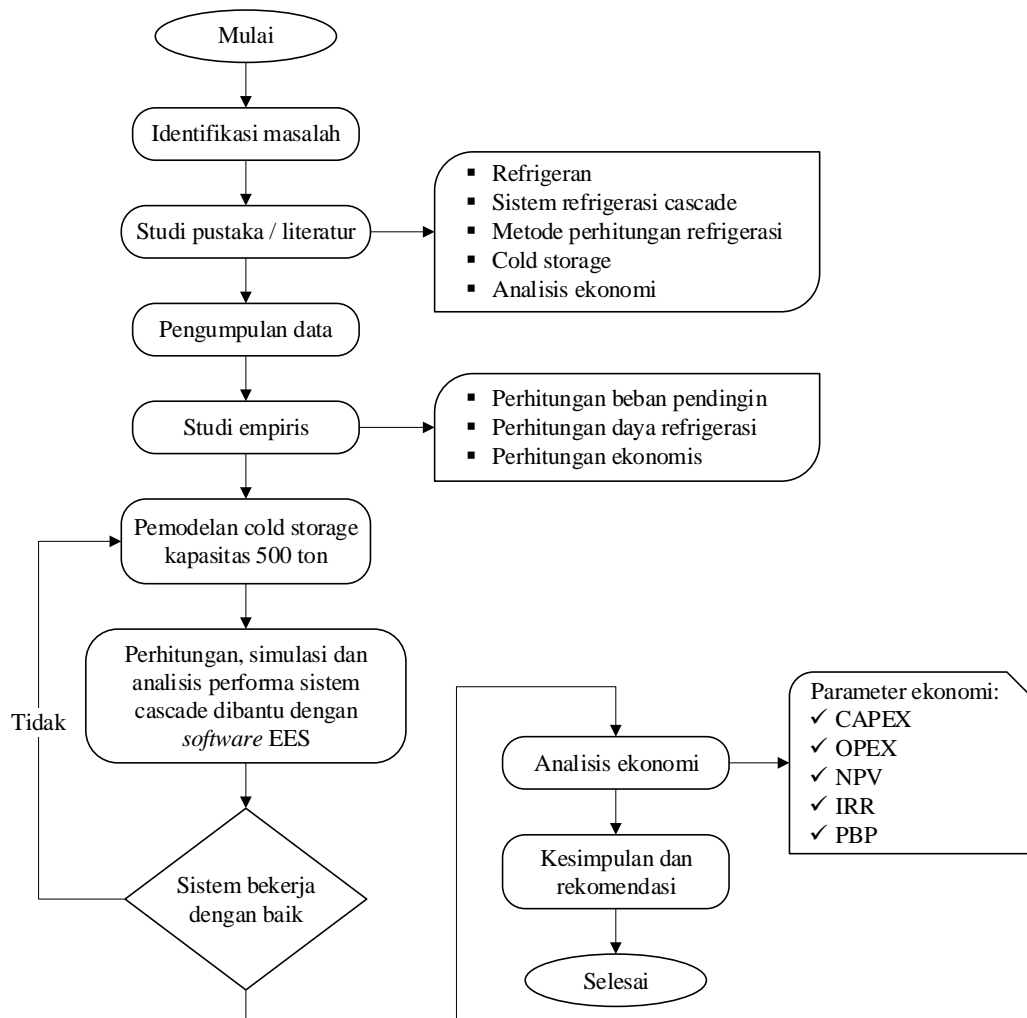
Berdasarkan penelitian yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa meningkatnya suhu *superheat* dapat meningkatkan laju aliran massa akan tetapi menurunkan nilai COP, meningkatnya suhu *subcooling* dapat meningkatkan laju aliran massa dan COP, meningkatnya suhu pengembunan menghasilkan penurunan laju aliran massa dan COP, meningkatnya perbedaan suhu pada penukar panas *cascade* menurunkan laju aliran massa dan COP.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini, diperlukan tahapan atau proses untuk memperoleh hasil yang diinginkan. Tahapan tersebut harus dijadwalkan dengan terstruktur agar dalam penyusunannya mempunyai capaian atau target yang terarah. Dalam metodologi penelitian ini diuraikan tahap demi tahap yang akan dilakukan dalam penyusunan penelitian. Adapun tahapan pelaksanaan penelitian mengikuti diagram alir seperti yang dapat diamati pada Gambar 3. 1.



Gambar 3. 1. Diagram Alir Penelitian

3.1 Tahapan Penelitian

3.1.1 Identifikasi Masalah

Pada bagian ini terdapat latar belakang atau permasalahan yang akan dikaji. Tahap ini merupakan tahapan awal dalam pelaksanaan penelitian, dimana berdasarkan masalah tersebut dicari solusi untuk menjadi bahan dalam penyusunan tesis. Dalam penelitian memiliki latar belakang tentang upaya penyediaan fasilitas *cold storage* suhu rendah dengan sistem refrigerasi yang memenuhi persyaratan terkait penipisan ozon dan pemanasan global untuk menampung hasil tangkapan ikan.

3.1.2 Studi Pustaka / Literatur

Permasalahan yang sudah dirumuskan memerlukan bahan studi ilmiah seperti studi literatur untuk memudahkan dalam menganalisis dan mengolah data. Studi literatur dapat dilakukan dengan mempelajari *paper*, tesis, dan buku yang berkaitan serta pengetahuan lainnya dari internet. Teori yang dibutuhkan berisi topik utama yang akan dibahas dalam penelitian ini diantaranya mengenai refrigeran, sistem refrigerasi *cascade*, perhitungan refrigerasi, *cold storage*, dan analisis ekonomi.

3.1.3 Pengumpulan Data

Tahapan pengumpulan data dilakukan pada obyek yang sudah ada. Pada penelitian ini menggunakan referensi dari *cold storage* penyimpanan ikan yang sudah ada sebelumnya. Data yang dibutuhkan antara lain, dimensi *cold storage*, bahan pangan yang disimpan, sistem refrigerasi yang digunakan, dan total kebutuhan daya untuk analisa ekonomis.

3.1.4 Studi Empiris

Tahapan ini merupakan lanjutan dari studi literatur untuk mempelajari perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian ini yang berasal dari literatur atau penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya. Studi empiris diperlukan untuk mempersiapkan bahan dan data yang akan dipakai dalam menganalisis pembebanan, desain sistem dan analisis ekonomi dari sistem tersebut.

3.1.5 Pemodelan *Cold storage*

Pemodelan dilakukan dengan merancang *cold storage* ikan untuk kapasitas 500 ton dengan sistem refrigerasi *cascade* menggunakan variasi kombinasi dari refrigeran alami yaitu Propana (R290), Propylene (R1270), Amonia (R717), dan Karbon dioksida (R744). Refrigeran yang digunakan pada sirkuit sisi rendah (*low side*) adalah R290, R1270, dan R744, sedangkan pada sirkuit sisi tinggi (*high side*) digunakan R717, R1270, dan R290.

3.1.6 Perhitungan, Simulasi dan Analisis Performa

Pada tahap ini dilakukan perhitungan, simulasi dan analisis performa dari sistem yang sudah dirancang berdasarkan data dan bahan yang telah tersedia untuk mendapatkan hasil yang diinginkan. Proses ini dilakukan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak *Engineering Equation Solver* (EES)

3.1.7 Analisis Ekonomi

Analisis ekonomi dilakukan dengan metode penilaian investasi untuk menilai apakah layak atau tidaknya suatu investasi dilakukan. Dalam penelitian ini, analisis ekonomi yang dilakukan menggunakan metode penilaian investasi yang meliputi *Net Present Value* (NPV), *Internal Rate Return* (IRR) dan *Payback Period* (PBP).

3.1.8 Kesimpulan dan Rekomendasi

Pada bagian ini memperlihatkan benang merah antara keseluruhan bagian dalam penelitian, terutama antara permasalahan, hipotesis dan analisis data. Kesimpulan adalah pernyataan singkat, jelas dan sistematis dari keseluruhan hasil analisis, pembahasan dalam penelitian ini. Sedangkan rekomendasi atau saran adalah usul atau pendapat yang berkaitan dengan pemecahan masalah yang menjadi obyek dalam penelitian ini.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

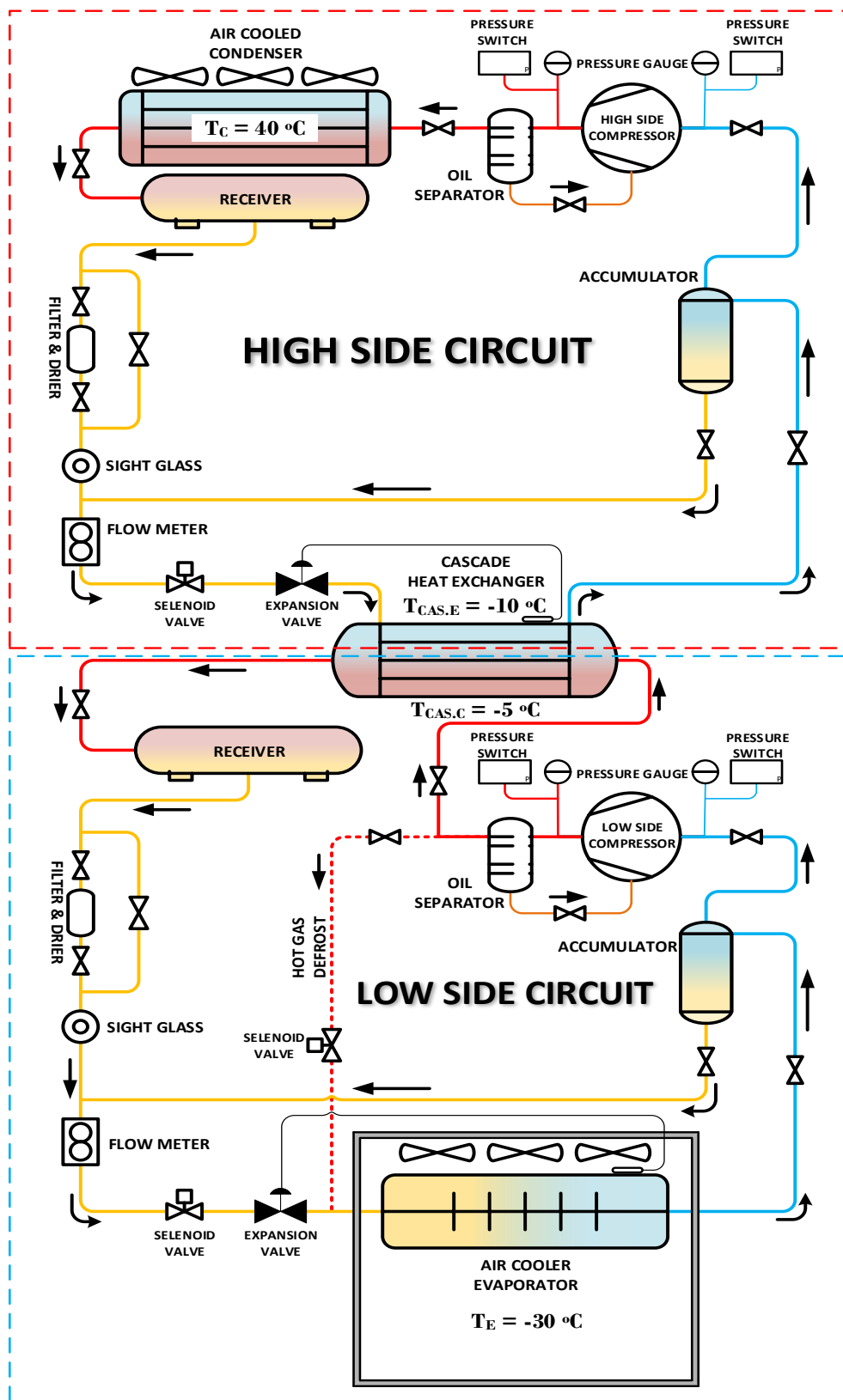
Pada bagian akan dibahas mengenai analisa data yang diperoleh pada tahap pengamatan dan studi literatur kemudian dilakukan perhitungan dari rancangan sistem yang akan dibuat, dimana rancangan sistem ini bertujuan untuk membangun sebuah *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* menggunakan beberapa kombinasi refrigeran yang ramah terhadap lingkungan dan koefisien unjuk kinerja yang tinggi sehingga lebih efektif dalam pengoperasian dan pemeliharaannya.

4.1 Perancangan Sistem Refrigerasi *Cascade* pada *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton

4.1.1 Rancangan Model Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi *cascade* yang dirancang untuk *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton terdiri dari dua unit sistem refrigerasi kompresi uap yang bekerja secara terpisah dengan menggunakan refrigeran yang berbeda. Sistem tersebut terdiri dari beberapa komponen meliputi kompresor, evaporator, kondensor, evaporator *cascade*, kondensor *cascade*, katup ekspansi, dan dilengkapi dengan beberapa komponen pendukung lainnya serta komponen pengontrol dan pengaman.

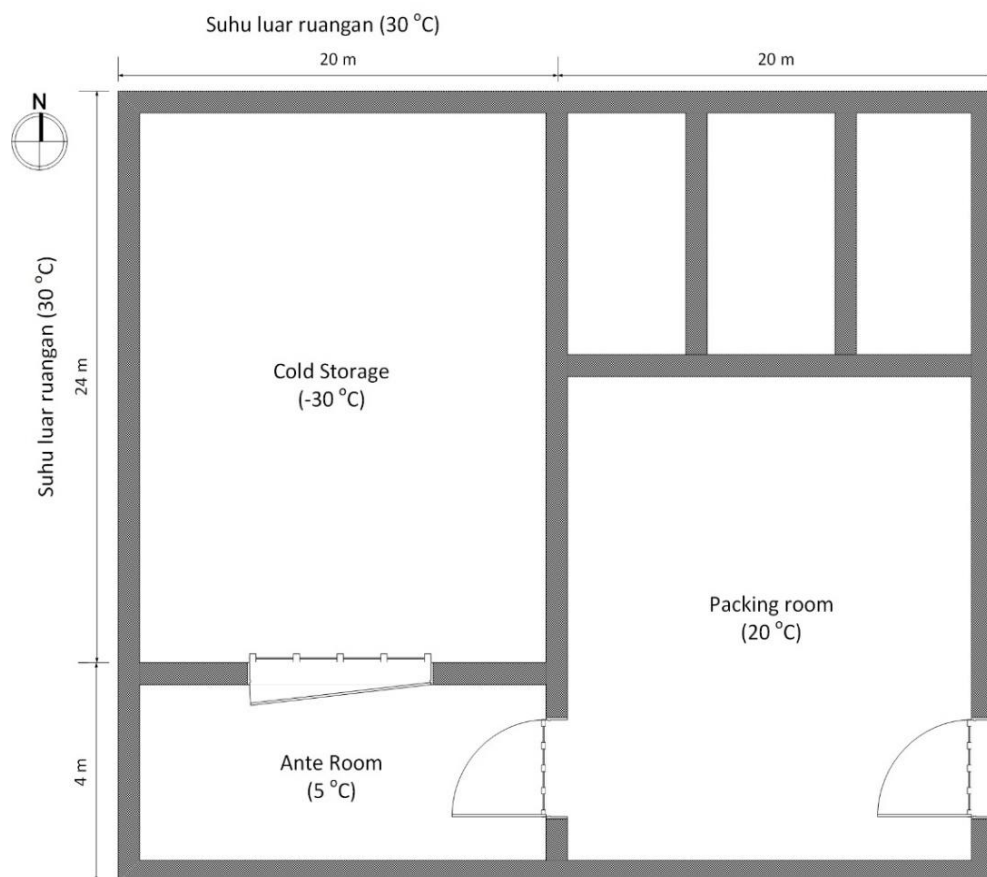
Sirkuit Temperatur Rendah (*Low-Temperature Circuit*) dan Sirkuit Temperatur Tinggi (*High-Temperature Circuit*) dihubungkan secara termal oleh alat penukar panas *cascade*. Perpindahan panas dari fluida pada Sirkuit Temperatur Rendah (STR) harus sama dengan perpindahan panas kepada fluida pada Sirkuit Temperatur Tinggi (STT). Evaporator pada STT yang temperaturnya relatif lebih tinggi digunakan untuk menyerap panas pada kondensor STR sehingga evaporator pada STR memiliki temperatur yang lebih rendah. Untuk lebih jelasnya diagram rancangan sistem refrigerasi *cascade* untuk *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton dapat dilihat pada Gambar 4. 1.



Gambar 4. 1. Diagram Rancangan Sistem Refrigerasi Cascade

4.1.2 Deskripsi dan ukuran *cold storage*

Bangunan *cold storage* dapat digambarkan sebagai struktur atau bangunan besar yang memiliki fungsi seperti lemari pendingin. Bangunan dengan temperatur rendah ini tentunya baru dapat digunakan dengan baik apabila ruangan tertutup sangat rapat, dalam pengertian tidak ada sirkulasi udara (udara yang keluar masuk) dan menggunakan peralatan pendingin (*refrigerator*), yang menjaga suhu tetap rendah di dalam ruangan.



Gambar 4. 2. Denah *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton

Ruangan *cold storage* ikan yang dirancang dengan kapasitas 500 ton merupakan unit yang sudah ada sebelumnya, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4. 2. Dimensi dan ukuran dari ruangan *cold storage* yang lebih jelas dan rinci dapat dilihat pada Tabel 4. 1.

Tabel 4. 1. Dimensi Ruangan *Cold Storage*

Dimensi Ruangan	Ukuran
Panjang	24 m
Lebar	20 m
Tinggi	6 m
Luas dinding Timur / Barat	144 m ²
Luas dinding Utara / Selatan	120 m ²
Volume ruangan	2.880 m ³

4.2 Perhitungan beban pendinginan *cold storage*

Perancangan *cold storage* ikan perlu memperhatikan faktor beban pendinginan yang berpengaruh terhadap kinerja sistem. Beban pendinginan *cold storage* adalah jumlah panas yang harus dikeluarkan atau diserap oleh bahan pendingin (refrigeran) dari ruangan sehingga suhu ruangan yang diinginkan tercapai (Arismunandar dan Saito, 2005). Beban pendingin dibagi dalam beberapa macam beban panas tergantung dari sumber panasnya. Perhitungan beban pendinginan diperlukan sebagai bahan pertimbangan dalam pemilihan komponen dan peralatan yang akan digunakan.

4.2.1 Panas transmisi pada dinding, atap dan lantai

Pada dasarnya dinding *cold storage* sudah terisolasi, akan tetapi pada setiap sistem refrigerasi pasti terjadi beban panas melalui dinding dan merupakan salah satu dari jenis beban pendinginan. Perhitungan beban panas melalui dinding, atap dan lantai membutuhkan beberapa data seperti jenis dan ketebalan material insulasi yang digunakan (Tabel 4. 2), volume dari ruangan dan perbedaan temperatur di dalam dan luar ruangan.

Tabel 4. 2. Jenis Material Insulasi *Cold Storage*

Jenis material	Ketebalan (mm)	Konduktivitas termal (W/m.K)
Dinding dan atap		
<i>Stainless steel</i> (x ₁)	0,5	35
<i>Polyurethane foam</i> (x ₂)	150	0,023
<i>Stainless steel</i> (x ₃)	0,5	35
Lantai		
Beton lapisan atas	100	0,93
<i>Polyurethane foam</i>	100	0,023
Beton lapisan bawah	150	0,93

Sumber: dari berbagai sumber

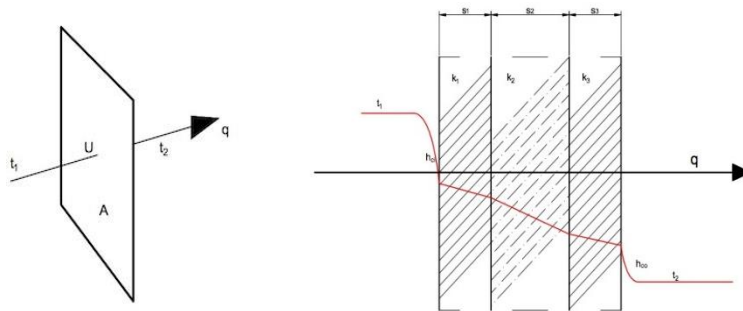
Material umum yang digunakan sebagai dinding *cold storage* disebut *pre fabricated panel* yang tersusun dari berbagai jenis bahan. Beberapa bahan yang umum digunakan adalah *glasswool*, *cork wool*, *Expanded polystyrene*, *extruded polystyrene*, *Polyisocyanurate*, dan *polyurethane* (PU). Material yang digunakan pada *cold storage* yang sudah ada adalah jenis bahan PU. *Polyurethane* (PU) merupakan bahan yang digunakan sebagai insulasi untuk mempertahankan suhu dalam penyimpanan ikan (Fitri et al., 2017). PU memiliki nilai rambat panas sebesar 0.023 – 0.026 W/m.K, lebih rendah dari bahan lainnya seperti *Expanded polystyrene* dengan nilai 0.047 W/m.K. Selain itu, jika dipadukan antara daya insulasi dengan kekuatan panelnya di kisaran *density* 45 kg/m³ maka PU mampu memperkuat struktur bangunan.

Resistensi dari permukaan terhadap perpindahan panas dari daerah panas ke permukaan (atau dari permukaan ke daerah yang lebih dingin) melalui konveksi alami tergantung pada posisi permukaan, arah perpindahan panas, suhu permukaan dan udara, perbedaan antara suhu permukaan dan lingkungan sekitar, dan daya pancar gelombang permukaan. Tabel 4. 3 menyajikan standar konduktansi h_o dan h_i yang menjadi rujukan dalam perhitungan beban transmisi.

Tabel 4. 3. Konduktansi dari Permukaan terhadap udara

Posisi permukaan	Arah aliran panas	Koefisien konveksi udara (W/m² . K)	
		h _o	h _i
Luar ruangan			
Kecepatan angin (3,4 m/s)	Segala arah	22,7	-
Dalam ruangan			
Horizontal	Ke atas	-	9,26
	Ke bawah	-	6,13
Vertikal	Horizontal	-	8,29

Sumber: (ASHRAE, 2017)



Gambar 4. 3. Perpindahan Panas melalui Dinding Insulasi

Berdasarkan dari data *cold storage* yang ada, maka perhitungan jumlah perpindahan panas yang melewati dinding insulasi *cold storage* (Gambar 4. 3) dapat dilakukan. Perpindahan panas yang melewati dinding, atap dan lantai *cold storage* dapat ditentukan menggunakan persamaan 4.1.

$$Q_{Transmisi} = U A (T_o - T_i) \quad \dots (4.1)$$

Dimana:

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m².K)

A = luas penampang dinding (m²)

T_o = suhu luar ruangan (°C)

T_i = suhu dalam ruangan (°C)

Nilai dari koefisien perpindahan panas keseluruhan dari sebuah dinding dengan 3 lapisan material dapat ditentukan melalui persamaan 4.2.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \quad \dots (4.2)$$

Dimana:

h_o = koefisien konveksi udara luar ruangan ($W/m^2.K$)

h_i = koefisien konveksi udara dalam ruangan ($W/m^2.K$)

x = ketebalan dari material dinding

k = konduktivitas material ($W/m.K$)

Berdasarkan dari persamaan 4. 2, maka perhitungan nilai koefisien dari masing-masing dinding, lantai dan atap adalah sebagai berikut.

❖ Koefisien perpindahan panas keseluruhan dari dinding

$$\begin{aligned} U_{dinding} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{22,7} + \frac{0,0005}{35} + \frac{0,15}{0,023} + \frac{0,0005}{35} + \frac{1}{8,29}} \\ &= 0,150 \, W/m^2.K \end{aligned}$$

❖ Koefisien perpindahan panas keseluruhan dari atap

$$\begin{aligned} U_{atap} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{22,7} + \frac{0,0005}{35} + \frac{0,15}{0,023} + \frac{0,0005}{35} + \frac{1}{6,13}} \\ &= 0,149 \, W/m^2.K \end{aligned}$$

- ❖ Koefisien perpindahan panas keseluruhan dari lantai

$$\begin{aligned}
 U_{lantai} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,93} + \frac{0,1}{0,023} + \frac{0,15}{0,93} + \frac{1}{9,26}} \\
 &= 0,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

Tabel 4. 4. Koefisien Perpindahan Panas Dinding, Lantai dan Atap.

Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan (U)	Hasil Perhitungan (W/m ² .K)
U Dinding	0,150
U Atap	0,149
U Lantai	0,210

4.2.1.1 Beban transmisi melalui dinding Utara dan Barat (AU dan AB)

$$\begin{aligned}
 Q_{AUB} &= U_{dinding} A_{UB} (t_o - t_i) \\
 &= 0,150 * (120 + 144) * (30 - (-30)) \\
 &= 2376 \text{ W} \Rightarrow 2,38 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.1.2 Beban transmisi melalui dinding Selatan (AS)

$$\begin{aligned}
 Q_{AS} &= U_{dinding} A_S (t_o - t_i) \\
 &= 0,150 * 120 * (5 - (-30)) \\
 &= 630 \text{ W} \Rightarrow 0,63 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.1.3 Beban transmisi melalui dinding Timur (AT)

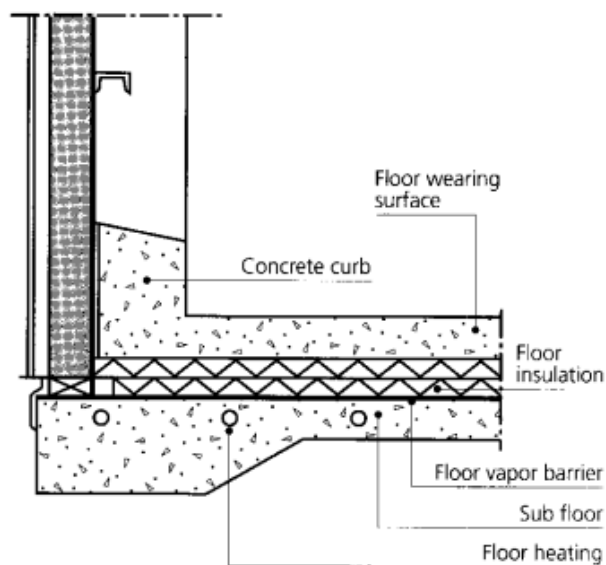
$$\begin{aligned} Q_{AT} &= U_{dinding} A_T (t_o - t_i) \\ &= 0,150 * 144 * (20 - (-30)) \\ &= 1080 \text{ W} \Rightarrow 1,08 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.1.4 Beban transmisi melalui permukaan atap (AA)

$$\begin{aligned} Q_{AA} &= U_{atap} A_A (t_o - t_i) \\ &= 0,149 * 480 * (30 - (-30)) \\ &= 4291,2 \text{ W} \Rightarrow 4,29 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.1.5 Beban transmisi melalui permukaan lantai (AL)

Struktur atau penampang konstruksi dari lantai *cold storage* ditunjukkan pada Gambar 4. 4. Seperti terlihat pada gambar, lantai cold storage pada umumnya terdiri dari kombinasi lapisan beton, material insulasi dan pemanas lantai.



Gambar 4. 4. Konstruksi Lantai *Cold Storage* (Kolbe et al., 2006)

$$\begin{aligned}
Q_{AL} &= U_{lantai} A_L (t_o - t_i) \\
&= 0,21 * 480 * (10 - (-30)) \\
&= 4032 W \Rightarrow 4,03 kW
\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan untuk masing-masing dinding *cold storage*, sehingga dapat dijumlahkan bahwa perpindahan panas yang melewati keseluruhan dinding, atap dan lantai adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
Q_{Transmisi} &= Q_{AUB} + Q_{AS} + Q_{AT} + Q_{AA} + Q_{AL} \\
&= 2,38 + 0,63 + 1,08 + 4,29 + 4,03 \\
Q_1 &= 12,41 kW
\end{aligned}$$

4.2.2 Beban produk

Beban produk merupakan beban panas yang bersumber dari produk yang disimpan, dalam hal ini berupa ikan beku (*frozen fish*). Beban pendinginan yang dihasilkan oleh ikan beku merupakan sumber laju perpindahan panas yang signifikan. Adapun karakteristik dari ikan beku yang disimpan dalam *cold storage* adalah sebagai berikut:

Jenis produk	= ikan beku
Massa produk	= 500.000 kg
Massa produk per hari	= 100.000 kg (rata-rata 20%)
Panas spesifik ikan bawah beku	= 1,72 kJ/kg.K

$$\begin{aligned}
Q_{Produk} &= m . Cp . \Delta T \\
&= \frac{100.000 * 1,72 * ((-15) - (-30))}{3.600 * 24} \\
Q_2 &= 29,86 kW
\end{aligned}$$

4.2.3 Beban infiltrasi

Beban infiltrasi adalah beban yang dipengaruhi oleh masuknya udara luar yang tidak disengaja dan tidak terkontrol ke ruang tertutup. Infiltrasi pada *cold storage* terjadi melalui pembukaan pintu dikarenakan adanya perbedaan tekanan antara di dalam dan luar ruangan.

$$\begin{aligned} Q_{Infiltrasi} &= \left(\frac{Density * specific\ heat * V * ACH}{3600} \right) * (T_o - T_i) \\ &= \left(\frac{1,2 * 1000 * 2.880 * 0,2}{3600} \right) * (5 - (-30)) \\ &= 6.720\ W \\ Q_3 &= 6,72\ kW \end{aligned}$$

4.2.4 Beban pendinginan akibat sumber lain

4.2.4.1 Beban penerangan / lampu

$$\begin{aligned} Q_{Penerangan} &= Jumlah\ lampu * Waktu * Watt \\ &= \frac{4 * 4 * 500}{1.000} \\ Q_4 &= 8,00\ kW \end{aligned}$$

4.2.4.2 Beban pekerja

$$\begin{aligned} Q_{Pekerja} &= Jumlah\ pekerja * Waktu * Panas\ pekerja \\ &= \frac{2 * 4 * 440}{1.000 * 24} \\ Q_5 &= 0,15\ kW \end{aligned}$$

4.2.4.3 Beban motor listrik evaporator

$$Q_{Motor\ listrik} = Jumlah\ motor * Waktu * Watt$$

$$= \frac{2 * 22 * 750}{1.000 * 24}$$

$$Q_6 = 1,38\ kW$$

4.2.4.4 Beban pemanas defrost

$$Q_{Heater} = Daya * Waktu * Siklus\ defrost * Efisiensi$$

$$= \frac{3.000 * 2 * 3 * 0,3}{1.000 * 24}$$

$$Q_7 = 0,23\ kW$$

Tabel 4. 5. Beban Pendinginan *Cold Storage*

Beban pendingin	Besaran (kW)
Transmisi	12,41
Produk	29,86
Infiltrasi	6,72
Penerangan	8,00
Pekerja	0,15
Motor listrik evaporator	1,38
Pemanas <i>defrost</i>	0,23
Total	58,75

Dari total perhitungan beban pendinginan seperti yang terlihat pada Tabel 4. 5, perlu ditambahkan nilai toleransi sebesar 5% - 10% untuk mengantisipasi apabila terdapat beban yang berlebihan sehingga kinerja sistem tetap berjalan dengan baik. Dalam penelitian ini faktor keamanan diasumsikan sebesar 7%.

$$Q_{Total} = 58,75\ kW + (7\% * 58,75)$$

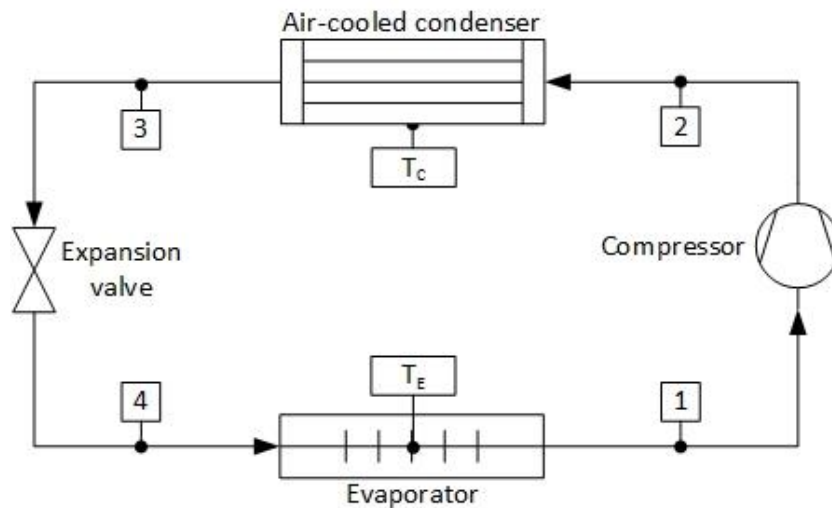
$$= 62,86\ kW$$

Apabila sistem refrigerasi yang akan dirancang beroperasi selama 22 jam/hari, maka kebutuhan daya untuk sistem refrigerasi adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Kebutuhan daya sistem} &= \frac{Q_{\text{Total}} * 24 \text{ jam}}{\text{Waktu kerja kompresor}} \\
 &= \frac{62,86 * 24}{22} \\
 &= 68,57 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.3 Analisis sistem refrigerasi yang ada (*existing*)

Sistem refrigerasi yang sudah ada sebelumnya menggunakan *condensing unit* dengan sistem kompresi uap yang menggunakan refrigeran R507 sebagai bahan pendinginannya. Diagram sistem refrigerasi kompresi uap *single-stage* dapat dilihat pada Gambar 4. 5.



Gambar 4. 5. Diagram Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Single-stage*

Parameter operasi dari sistem kompresi uap yang sudah ada sebelumnya dapat diamati pada Tabel 4. 6 berikut ini.

Tabel 4. 6. Parameter Operasi Sistem Refrigerasi *Existing*

Titik	Temperatur (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
h1	-25	259,8	348,7	Uap jenuh
h2	47,9	1.868	387,4	Uap <i>superheat</i>
h3	40	1.868	259,3	Cair jenuh
h4	-25	259,8	259,3	Cair - Uap

Berdasarkan parameter yang sudah ada, maka dilakukan analisis termodinamika dari sistem tersebut menggunakan perangkat lunak EES. Tabel 4. 7 memperlihatkan hasil yang didapat dari analisis termodinamika sistem *existing*.

Tabel 4. 7. Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi *Existing*

Jenis perhitungan	Persamaan	Hasil perhitungan
Laju aliran massa	$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)}$	0,7666 kg/s
Perpindahan panas di kondensor	$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_2 - h_3)$	98,21 kW
Kerja yang dibutuhkan kompresor	$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}(h_2 - h_1)$	29,64 kW
Koefisien performa (COP)	$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{Comp}}$	2,313

4.4 Parameter Perancangan sistem refrigerasi *cascade*

4.4.1 Parameter Temperatur Operasional

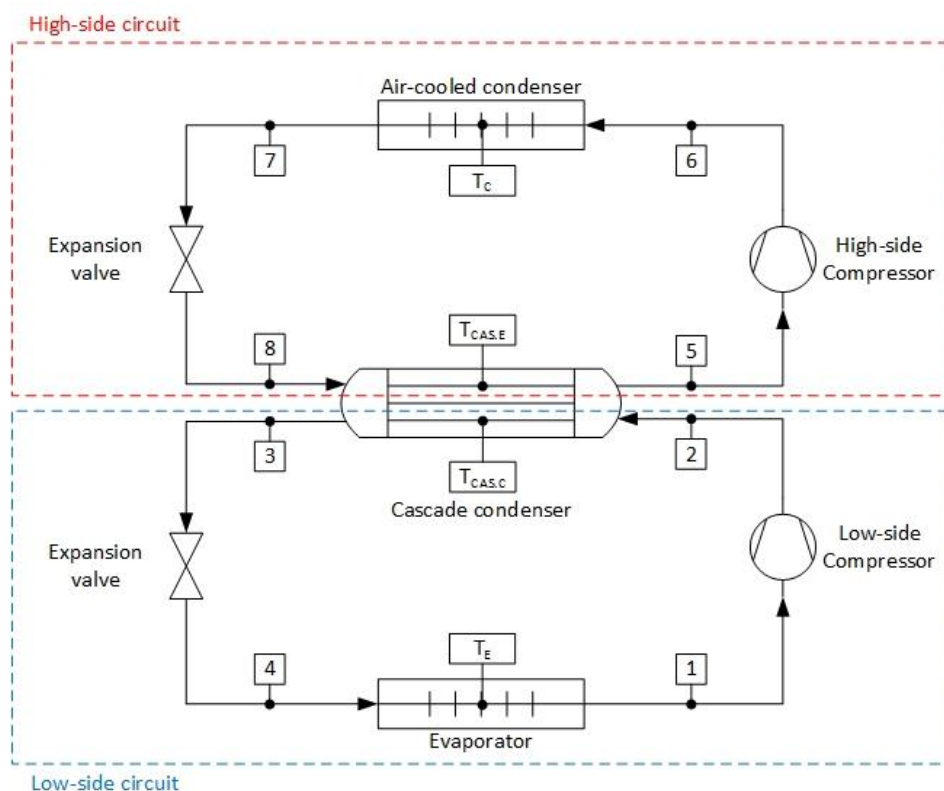
Kondisi operasi untuk sistem refrigerasi *cascade* pada *cold storage* ikan dirancang berdasarkan beban pendingin *cold storage* yang sudah dilakukan perhitungan sebelumnya, yaitu sebesar 68,57 kW. Parameter perancangan sistem refrigerasi *cascade* meliputi suhu evaporator sirkuit sisi rendah, suhu kondensor *cascade* dan suhu kondensor sirkuit sisi tinggi. Perbedaan temperatur antara kondensor *cascade* dan evaporator *cascade* sebesar 5°C. Penjelasan dari parameter perancangan dapat dilihat pada Tabel 4. 8.

Tabel 4. 8. Parameter Rancangan Sistem Refrigerasi *Cascade*

Komponen	Temperatur (°C)
Evaporator <i>Low Side</i>	-30
Kondensor LS (<i>cascade</i>)	-5
Evaporator HS (<i>cascade</i>)	-10
Kondensor <i>High Side</i>	40

Analisis termodinamika dari sistem refrigerasi *cascade* dilakukan berdasarkan asumsi sebagai berikut:

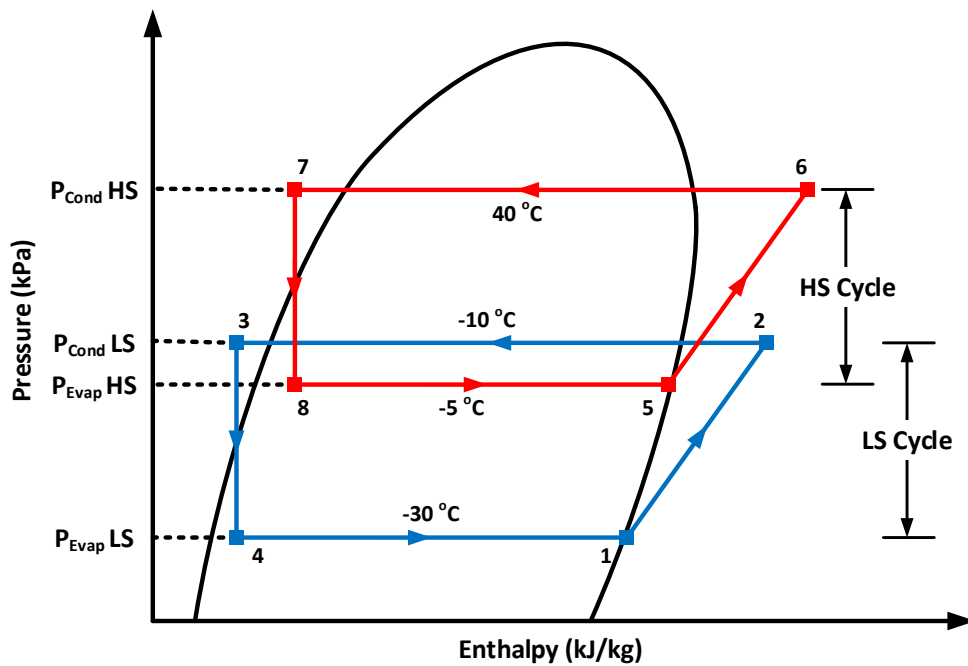
1. Sistem dalam keadaan *steady-state* dan *steady-flow*.
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Efisiensi isentropik kompresor adalah konstan.
4. Kerugian panas dan tekanan serta efisiensi kompresor tidak dibahas.



Gambar 4. 6. Diagram Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Cascade*

4.4.2 Diagram Tekanan – Entalpi Sistem Refrigerasi *Cascade*

Siklus sistem refrigerasi *cascade* berdasarkan diagram tekanan – entalpi seperti yang tampak pada Gambar 4. 7 melibatkan proses perpindahan panas secara isothermal serta transfer kerja isentropik dan isentalpik. Perpindahan panas secara isothermal pada Sirkuit Temperatur Rendah (STR) terjadi pada proses 4 – 1 dan 2 – 3, sedangkan pada Sirkuit Temperatur Tinggi (STT) terjadi pada proses 8 – 5 dan 6 – 7. Transfer kerja secara isentropik dan isentalpik pada STR masing-masing terjadi pada proses 1 – 2 dan 3 – 4, sedangkan pada STT masing-masing terjadi pada proses 5 – 6 dan 7 – 8.



Gambar 4. 7. Diagram Tekanan – Entalpi Sistem Refrigerasi *Cascade*

Panas yang terdapat pada produk diserap secara isothermal pada temperatur evaporator STR selama proses 4 – 1 dan panas tersebut dilepaskan secara isothermal pada temperatur kondensor *cascade* selama proses 2 – 3. Selanjutnya panas yang dilepaskan selama proses 2 – 3 diserap secara isothermal pada temperatur evaporator *cascade* STT selama proses 8 – 5 kemudian panas tersebut dilepaskan secara isothermal pada temperatur kondensor STT selama proses 6 – 7.

4.4.3 Jenis Refrigeran yang Digunakan

Permasalahan lingkungan yang berkaitan dengan penipisan ozon dan pemanasan global dalam beberapa dekade terakhir yang disebabkan oleh refrigeran sintetis (jenis CFC, HCFC dan HFC) menjadi perhatian yang paling populer saat ini. Pemilihan refrigeran sebagai fluida kerja didasarkan pada potensi yang akan ditimbulkan oleh refrigeran terhadap penipisan ozon dan pemanasan global.

Tabel 4. 9. Sifat Umum dari Kombinasi Refrigeran yang Digunakan

Property	R290	R1270	R744	R717
<i>Chemical Formula</i>	CH ₃ CH ₂ CH ₃	CH ₃ CH=CH ₂	CO ₂	NH ₃
<i>Boiling Point (°C)</i>	-42	-48	-57	-33
<i>Critical Temp (°C)</i>	97	91	31	132
<i>Critical Pressure (bar)</i>	43	46	74	113
<i>ODP</i>	0	0	0	0
<i>GWP</i>	3	2	1	0
<i>ASHRAE Safety</i>	A3	A3	A1	B2

Pada penelitian ini, refrigeran yang menjadi pilihan dalam perancangan sistem refrigerasi *cascade* adalah jenis refrigeran alami (R717, R744, R290, dan R1270) seperti terlihat pada Tabel 4. 9. Refrigeran yang digunakan pada sirkuit sisi rendah meliputi R744, R290 dan R1270, sedangkan pada sirkuit sisi tinggi menggunakan R717, R290 dan R1270.

4.5 Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sifat termofisika dari refrigeran pada penelitian ini dihitung menggunakan perangkat lunak *Engineering Equation Solver* (EES, 2013), dimana sudah terdapat fungsi dari sifat berbagai jenis refrigeran. Fitur utama dari EES adalah basis data dari sifat termodinamika dan sifat pembawa dengan akurasi tinggi yang tersedia untuk ratusan jenis zat dengan kemampuan penyelesaian perhitungan. Untuk menganalisis termodinamika dari sistem refrigerasi *cascade* digunakan persamaan 4.3 sampai dengan 4.10.

- ❖ Persamaan untuk laju aliran massa pada sirkuit sisi rendah adalah:

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} \quad \dots (4.3)$$

- ❖ Persamaan untuk konsumsi daya kompresor untuk sirkuit sisi rendah yakni:

$$\dot{W}_{LS} = \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1) \quad \dots (4.4)$$

- ❖ Persamaan untuk konsumsi daya kompresor untuk sirkuit sisi tinggi yaitu:

$$\dot{W}_{HS} = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_5) \quad \dots (4.5)$$

- ❖ Persamaan untuk rasio laju aliran massa refrigeran adalah:

$$\dot{m}_{HS}/\dot{m}_{LS} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad \dots (4.6)$$

- ❖ Persamaan untuk laju perpindahan panas pada penukar panas *cascade* adalah:

$$\dot{Q}_{CAS} = \dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8) \quad \dots (4.7)$$

- ❖ Persamaan untuk laju penolakan panas pada kondensor yaitu:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_7) \quad \dots (4.8)$$

- ❖ Persamaan untuk koefisien performa (COP) sistem *cascade* adalah:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{HS} + \dot{W}_{LS}} \quad \dots (4.9)$$

- ❖ Perhitungan COP sistem juga dapat dihitung berdasarkan entalpi, yaitu:

$$COP = \frac{(h_5 - h_8)(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)(h_2 - h_3) + (h_5 - h_8)(h_2 - h_1)} \quad \dots (4.10)$$

4.5.1 Laju Aliran Massa Refrigeran

4.5.1.1 Sirkuit Sisi Rendah (Low Side)

Berdasarkan perhitungan sebelumnya, nilai beban pendinginan dari *cold storage* ikan adalah sebesar 68,57 kW. Beban pendinginan tersebut merupakan jumlah panas yang harus diserap oleh evaporator dari dalam ruangan. Dengan mengasumsikan tidak adanya kerugian panas yang terjadi, maka nilai beban pendinginan dianggap sama dengan perpindahan panas pada evaporator (Q_E). Berdasarkan persamaan 4.3, maka laju aliran massa refrigeran pada sirkuit sisi rendah dapat ditentukan. Hasil perhitungan untuk laju aliran massa refrigeran pada sirkuit sisi rendah seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4. 10.

Tabel 4. 10. Laju Aliran Massa Refrigeran pada Sirkuit Sisi Rendah.

Refrigeran (LS / HS)	Titik	Temperatur (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	m _{LS} (kg/s)
R290 / R717	h ₁	-30	167,8	540,2	0,19440
	h ₄	-30	167,8	187,5	
R1270 / R717	h ₁	-30	212,4	-87,72	0,19030
	h ₄	-30	212,4	-448	
R744 / R717	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560
	h ₄	-30	1.428	-318,7	
R744 / R1270	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560
	h ₄	-30	1.428	-318,7	
R744 / R290	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560
	h ₄	-30	1.428	-318,7	

4.5.1.2 Sirkuit Sisi Tinggi (High Side)

Laju aliran massa pada sirkuit sisi tinggi menggunakan kaidah yang sama dengan sirkuit sisi rendah. Pada sirkuit sisi tinggi, laju aliran massa dihitung berdasarkan perpindahan panas yang terjadi pada penukar panas *cascade*. Dengan mengasumsikan tidak terdapat kerugian panas, sehingga nilai kalor pada kondensor

LS dan evaporator HS berjumlah sama. Berdasarkan persamaan 4.5 dan 4.6, laju aliran massa pada sirkuit sisi tinggi dapat dihitung menggunakan persamaan 4.11.

$$\dot{m}_{HS} = \dot{m}_{LS} \left(\frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \right) \quad \dots (4.11)$$

Hasil perhitungan laju aliran massa pada sirkuit sisi tinggi ditunjukkan pada Tabel 4. 11.

Tabel 4. 11. Laju Aliran Massa Refrigeran pada Sirkuit Sisi Tinggi.

Refrigeran (LS / HS)	Titik	Temperatur (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	m _{HS} (kg/s)
R290 / R717	h ₂	1,434	406,1	580,3	0,07203
	h ₃	-5	406,1	187,5	
	h ₅	-10	290,8	1.451	
	h ₈	-10	290,8	390,6	
R1270 / R717	h ₂	4,926	503	-46,77	0,07204
	h ₃	-5	503	-448	
	h ₅	-10	290,8	1.451	
	h ₈	-10	290,8	390,6	
R744 / R717	h ₂	20,58	3046	-38,26	0,07293
	h ₃	-5	3046	-318,7	
	h ₅	-10	290,8	1.451	
	h ₈	-10	290,8	390,6	
R744 / R1270	h ₂	20,58	3046	-38,26	0,29350
	h ₃	-5	3046	-318,7	
	h ₅	-10	429,4	-67,51	
	h ₈	-10	429,4	-330,9	
R744 / R290	h ₂	20,58	3046	-38,26	0,30240
	h ₃	-5	3046	-318,7	
	h ₅	-10	345,3	563,4	
	h ₈	-10	345,3	307,8	

4.5.2 Laju Perpindahan Panas pada Penukar Panas *Cascade* dan Rasio Laju Aliran Massa Refrigeran

Laju perpindahan panas pada penukar panas *cascade* dapat ditentukan dengan persamaan 4.6. Dengan mengasumsikan tidak terdapat kerugian panas pada proses perpindahan panas, jumlah nilai kalor pada kondensor LS dan evaporator HS adalah sama. Sedangkan untuk mengetahui rasio laju aliran massa dapat diketahui melalui persamaan 4.7. Hasil perhitungan laju perpindahan panas pada penukar panas *cascade* diperlihatkan pada Tabel 4. 12.

Tabel 4. 12. Rasio Laju Aliran Massa dan Laju Perpindahan Panas pada Penukar Panas *Cascade*.

Refrigeran (LS / HS)	Laju aliran massa (kg/s)		m_R (m_{HS}/m_{LS})	Q_{CAS} (kW)
	m_{LS}	m_{HS}		
R290 / R717	0,19440	0,07203	0,37050	76,36
R1270 / R717	0,19030	0,07204	0,37850	76,36
R744 / R717	0,27560	0,07293	0,26460	77,31
R744 / R1270	0,27560	0,29350	1,06500	77,31
R744 / R290	0,27560	0,30240	1,09700	77,31

4.5.3 Perpindahan Panas pada Kondensor HS

Perpindahan panas pada kondensor HS merupakan proses penolakan panas dari sistem pendingin ke udara sekitar. Kondisi refrigeran pada saat masuk ke kondensor berupa uap *superheated* dan pada saat keluar kondensor berupa cair jenuh. Perpindahan panas pada kondensor HS dapat dihitung berdasarkan laju aliran massa dan perubahan entalpi pada sirkuit sisi tinggi. Berdasarkan persamaan 4.8, hasil perhitungan untuk perpindahan panas pada kondensor HS dapat diamati pada Tabel 4. 13.

Tabel 4. 13. Perpindahan Panas pada Kondensor HS

Refrigeran (LS / HS)	Titik	Temp. (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	m_{HS} (kg/s)	Q_C (kW)
R290 / R717	h ₆	112,7	1.555	1.698	0,07203	94,20
	h ₇	40	1.555	390,6		
R1270 / R717	h ₆	112,7	1.555	1.698	0,07204	94,21
	h ₇	40	1.555	390,6		
R744 / R717	h ₆	112,7	1.555	1.698	0,07293	95,37
	h ₇	40	1.555	390,6		
R744 / R1270	h ₆	52,44	1.652	-1,078	0,29350	96,81
	h ₇	40	1.652	-330,9		
R744 / R290	h ₆	46,02	1.369	628	0,30240	96,84
	h ₇	40	1.369	307,8		

4.5.4 Daya Masukan Kompresor

Proses kompresi yang terjadi pada sistem refrigerasi kompresi uap membutuhkan daya masukan pada komponen kompresor. Besarnya daya masukan tersebut dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan kompresi berdasarkan jenis refrigeran yang digunakan.

4.5.4.1 Kompresor Sirkuit Sisi Rendah (LS)

Daya masukan kompresor LS dipengaruhi oleh laju aliran massa dan perbedaan entalpi pada masukan dan keluaran kompresor LS. Hasil perhitungan untuk daya masukan kompresor LS dapat diamati pada Tabel 4. 14 di bawah ini.

Tabel 4. 14. Daya Masukan Kompresor Sirkuit Sisi Rendah (LS)

Refrigeran (LS / HS)	Titik	Temp. (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	m_{LS} (kg/s)	W_{LS} (kW)
R290 / R717	h ₁	-30	167,8	540,2	0,19440	7,787
	h ₂	1,434	406,1	580,3		
R1270 / R717	h ₁	-30	212,4	-87,72	0,19030	7,793
	h ₂	4,926	503	-46,77		

R744 / R717	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560	8,739
	h ₂	20,58	3.046	-38,26		
R744 / R1270	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560	8,739
	h ₂	20,58	3.046	-38,26		
R744 / R290	h ₁	-30	1.428	-69,96	0,27560	8,739
	h ₂	20,58	3.046	-38,26		

4.5.4.2 Kompresor Sirkuit Sisi Tinggi (HS)

Daya masukan kompresor HS dipengaruhi oleh laju aliran massa dan perbedaan entalpi pada masukan dan keluaran kompresor HS. Tabel 4. 15 menunjukkan hasil perhitungan untuk daya masukan kompresor HS.

Tabel 4. 15. Daya Masukan Kompresor Sirkuit Sisi Tinggi (HS)

Refrigeran (LS / HS)	Titik	Temp. (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	m_{HS} (kg/s)	W_{HS} (kW)
R290 / R717	h ₅	-10	290,8	1.451	0,07203	17,84
	h ₆	112,7	1.555	1.698		
R1270 / R717	h ₅	-10	290,8	1.451	0,07204	17,84
	h ₆	112,7	1.555	1.698		
R744 / R717	h ₅	-10	290,8	1.451	0,07293	18,07
	h ₆	112,7	1.555	1.698		
R744 / R1270	h ₅	-10	429,4	-67,51	0,29350	19,50
	h ₆	52,44	1.652	-1,078		
R744 / R290	h ₅	-10	345,3	563,4	0,30240	19,53
	h ₆	46,02	1.369	628		

4.5.5 Koefisien Performa (COP) Aktual

Efisiensi mesin pendingin dinyatakan dengan istilah COP (*Coefficient Of Performance*), biasanya disebut koefisien kinerja atau koefisien performa. COP merupakan ukuran standar efisiensi refrigerasi bagi sistem refrigerasi yang ideal. Nilai COP ini didapatkan dari perbandingan antara kapasitas pendingin (Q) dengan

konsumsi daya kompresor (W). Jika nilai COP suatu sistem refrigerasi tinggi, maka semakin efisien sistem refrigerasi tersebut. Tabel 4. 16 memperlihatkan hasil perhitungan koefisien performa atau COP dari sistem refrigerasi cascade.

Tabel 4. 16. Koefisien Performa Sistem *Cascade*

Refrigeran (LS / HS)	Q_E (kW)	W_{CAS} (kW)		COP
		W_{LS}	W_{HS}	
R290 / R717	68,57	7,787	17,84	2,675
R1270 / R717	68,57	7,793	17,84	2,674
R744 / R717	68,57	8,739	18,07	2,558
R744 / R1270	68,57	8,739	19,50	2,428
R744 / R290	68,57	8,739	19,53	2,426

4.5.6 Hasil Analisis Termodinamika Sistem Refrigerasi *Cascade*

Rekapitulasi dari hasil analisis termodinamika sistem refrigerasi *cascade* yang sudah dilakukan sebelumnya dapat dilihat pada Tabel 4. 17. Analisis tersebut yang didasarkan pada beban pendinginan (Q_E) sebesar 68,57 menghasilkan beberapa parameter yang meliputi laju aliran massa *Low Side* (m_{LS}), laju aliran massa *High Side* (m_{HS}), rasio laju aliran massa cascade (m_R), laju perpindahan panas pada alat penukar panas *cascade* (Q_{CAS}), perpindahan panas pada kondensor (Q_C), daya masukan kompresor *Low Side* (W_{LS}), daya masukan kompresor *High Side* (W_{HS}), daya masukan kompresor *cascade* (W_{CAS}), serta koefisien performa dari sistem *cascade* (COP_{CAS}).

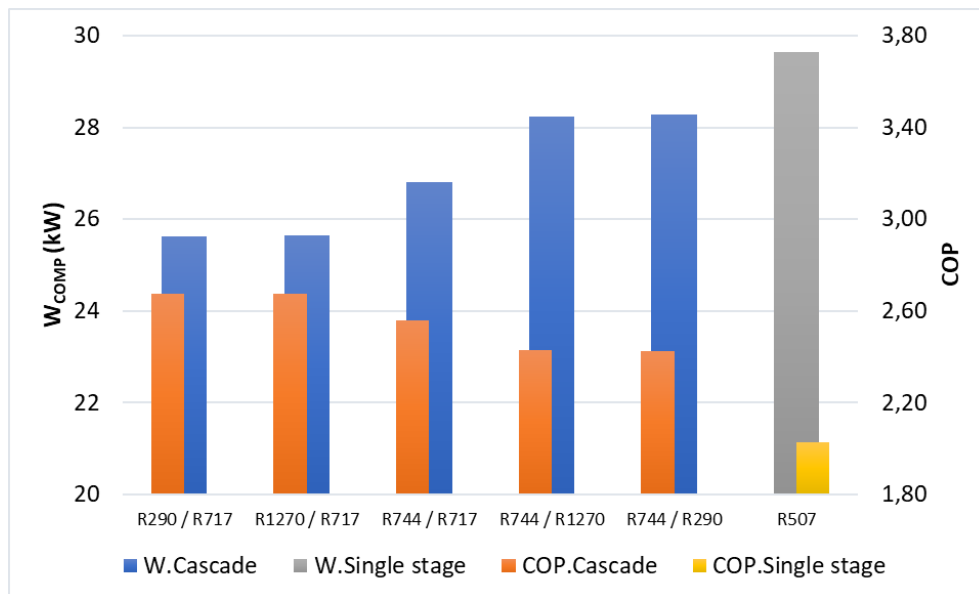
Tabel 4. 17. Rekapitulasi Hasil Analisis Termodinamika Sistem *Cascade*

Hasil Analisis	R290/R717	R1270/R717	R744/R717	R744/R1270	R744/R290
m_{LS} (kg/s)	0,19440	0,19030	0,27560	0,27560	0,27560
m_{HS} (kg/s)	0,07203	0,07204	0,07293	0,29350	0,30240
m_R	0,37050	0,37850	0,26460	1,06500	1,09700

Q_{CAS} (kW)	76,36	76,36	77,31	77,31	77,31
Q_C (kW)	94,20	94,21	95,37	96,81	96,84
W_{LS} (kW)	7,787	7,793	8,739	8,739	8,739
W_{HS} (kW)	17,84	17,84	18,07	19,50	19,53
W_{CAS} (kW)	25,63	25,64	26,80	28,24	28,27
COP_{CAS}	2,675	2,674	2,558	2,428	2,426

4.6 Perbandingan Koefisien Performa dari Sistem *Single-stage* dan *Cascade*

Coefficient of Performance (COP) merupakan koefisien unjuk kerja dari siklus refrigerasi atau pendingin yang menunjukkan kualitas unjuk kerja suatu sistem refrigerasi dan dinyatakan dengan suatu angka hasil perbandingan antara panas yang diserap dari ruang pendingin dan daya yang dibutuhkan untuk mengompresi refrigeran di kompresor.



Gambar 4. 8. Perbandingan COP Sistem Berdasarkan Jenis Refrigeran

Perbandingan COP dari sistem *single-stage* dan *cascade* ditunjukkan pada Gambar 4. 8. Berdasarkan perhitungan dan simulasi yang dilakukan dengan parameter perancangan yang sama, diketahui bahwa nilai COP dari sistem

refrigerasi *cascade* terlihat lebih tinggi dari sistem *single-stage*. Dimana sistem *cascade* R290/R717 memiliki nilai COP tertinggi sedangkan nilai COP terendah dimiliki oleh sistem *single-stage* R507. Nilai COP sistem refrigerasi *cascade* yang lebih tinggi dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single-stage* menjadikan daya masukan yang dibutuhkan oleh kompresor *cascade* menjadi lebih rendah apabila dibandingkan dengan kompresor *single-stage*.

4.7 Pengaruh Variasi Parameter Perancangan

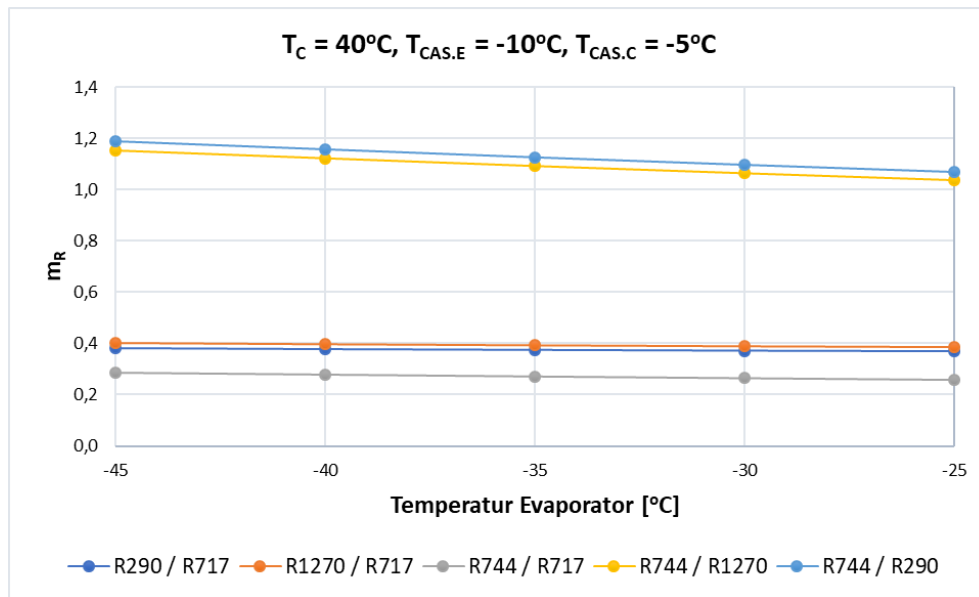
Pada penelitian ini telah dilakukan variasi pada beberapa parameter perancangan seperti temperatur evaporator (T_E), temperatur kondensor (T_C), dan temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$). Temperatur evaporator (T_E) divariasikan dari -45 sampai -25 °C, temperatur kondensor (T_C) divariasikan dari 30 sampai 50 °C, dan temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) divariasikan dari -25 sampai 0 °C sedangkan perbedaan temperatur evaporator dan kondensor *cascade* (ΔT_{CAS}) sebesar 5 K.

4.7.1 Variasi Temperatur Evaporator

Temperatur evaporator (T_E) telah divariasikan dari -45 sampai -25 °C dengan menjaga parameter perancangan lainnya seperti temperatur kondensor (T_C), temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$), dan temperatur kondensor *cascade* ($T_{CAS,C}$) tetap konstan. Variasi tersebut dilakukan untuk mengamati pengaruhnya terhadap rasio laju aliran massa refrigeran, daya masukan keseluruhan kompresor, dan nilai COP dari sistem *cascade*.

4.7.1.1 Variasi Temperatur Evaporator terhadap Rasio Laju Aliran Massa

Pengaruh dari variasi temperatur evaporator (T_E) terhadap rasio laju aliran massa (m_R) dapat diamati pada Gambar 4. 9. Berdasarkan variasi yang dilakukan dapat digambarkan bahwa sebagaimana meningkatnya temperatur evaporator (T_E), rasio laju aliran massa (m_R) mengalami penurunan. Hal tersebut dikarenakan perbedaan yang semakin besar dari nilai entalpi pada keluaran evaporator dengan entalpi pada masukan evaporator yang bernilai tetap.



Gambar 4. 9. Variasi Temperatur Evaporator terhadap Rasio Laju Aliran Massa.

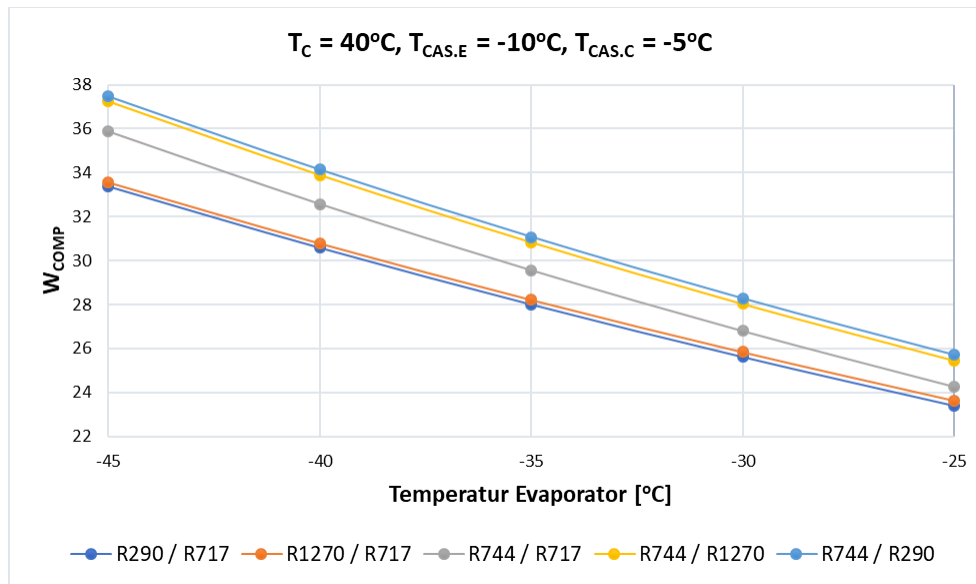
Dalam rentang temperatur evaporator (T_E) yang divariasikan, R744 / R290 memiliki rasio laju aliran massa tertinggi, sedangkan R744 / R717 memiliki rasio terendah. Rasio laju aliran massa R744 / R1270 memiliki perbedaan yang sangat kecil dengan R744 / R290, sedangkan R290 / R717 memiliki perbedaan rasio laju aliran massa yang sangat kecil dengan R1270 / R717.

4.7.1.2 Variasi Temperatur Evaporator terhadap Daya Masukan Kompresor

Pada Gambar 4. 10 menunjukkan pengaruh dari variasi temperatur evaporator (T_E) terhadap daya masukan kompresor. Dengan meningkatnya temperatur evaporator (T_E), daya masukan kompresor keseluruhan mengalami penurunan. Hal tersebut dipengaruhi oleh perbedaan nilai entalpi pada keluaran evaporator, keluaran kompresor LS dan rasio laju aliran massa, dimana nilai entalpi keluaran evaporator meningkat dan nilai entalpi keluaran kompresor LS menurun, sedangkan rasio laju aliran massa mengalami penurunan.

Dalam rentang temperatur evaporator (T_E) yang divariasikan, terlihat bahwa R290 / R717 memiliki daya masukan kompresor terendah, sementara R744 / R290 memiliki daya masukan kompresor tertinggi. Daya masukan kompresor R1270 / R717 sedikit lebih besar dari R290 / R717, sedangkan R744 / R1270

memiliki daya masukan kompresor yang sedikit lebih kecil dari R744 / R290. Daya masukan untuk R744 / R717 berada di tengah-tengah dan mengalami penurunan secara paralel dengan pasangan refrigeran yang lain apabila temperatur evaporator (T_E) mengalami peningkatan.



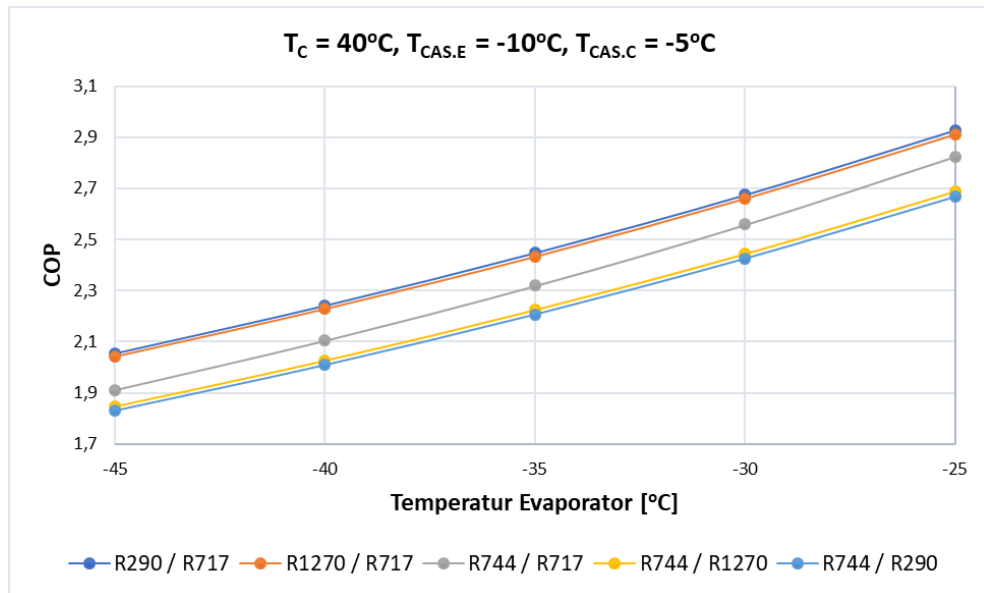
Gambar 4. 10. Variasi Temperatur Evaporator terhadap Daya Masukan Kompresor.

4.7.1.3 Variasi Temperatur Evaporator terhadap COP Sistem

Pengaruh dari variasi temperatur evaporator (T_E) terhadap koefisien performa sistem dapat diamati pada Gambar 4. 11. Berdasarkan variasi yang dilakukan dapat digambarkan bahwa semakin meningkatnya temperatur evaporator, COP sistem *cascade* juga meningkat. Hal tersebut disebabkan oleh daya masukan kompresor (W_{COMP}) yang mengalami penurunan akibat meningkatnya temperatur evaporator (T_E), sedangkan beban pendinginan (Q_E) bernilai tetap.

Berdasarkan rentang temperatur evaporator (T_E) yang divariasikan, ditunjukkan bahwa R290 / R717 memiliki koefisien performa (COP) tertinggi, sedangkan COP terendah adalah R744 / R290. Pasangan refrigeran R1270 / R717 memiliki COP sedikit lebih rendah dari R290 / R717, sedangkan R744 / R1270 memiliki COP yang sedikit lebih tinggi dari R744 / R290. COP dari R744 / R717

berada di pertengahan dan meningkat secara paralel dengan pasangan refrigeran lain seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator (T_E).



Gambar 4. 11. Variasi Temperatur Evaporator terhadap COP.

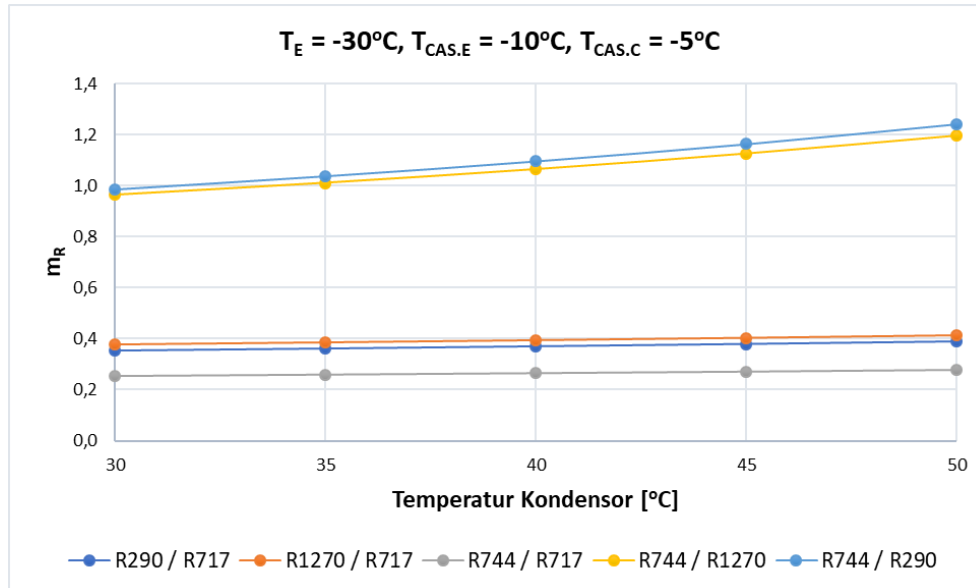
4.7.2 Variasi Temperatur Kondensor

Temperatur kondensor (T_C) telah divariasikan dari 30 sampai 50 $^\circ\text{C}$ dengan menjaga parameter perancangan lainnya seperti temperatur evaporator (T_E), temperatur evaporator *cascade* ($T_{\text{cas,E}}$), dan temperatur kondensor *cascade* ($T_{\text{cas,C}}$) tetap konstan. Variasi tersebut dilakukan untuk mengamati pengaruhnya terhadap rasio laju aliran massa refrigeran, daya masukan keseluruhan kompresor, dan nilai COP dari sistem *cascade*.

4.7.2.1 Variasi Temperatur Kondensor terhadap Rasio Laju Aliran Massa

Pengaruh dari variasi temperatur kondensor (T_C) terhadap rasio laju aliran massa telah disimulasikan (lihat Gambar 4. 12). berdasarkan variasi yang telah dilakukan, diperlihatkan bahwa seiring meningkatnya temperatur kondensor (T_C), maka rasio laju aliran massa juga meningkat. Hal tersebut dipengaruhi oleh perbedaan nilai entalpi pada keluaran kompresor HS dan keluaran kondensor serta

laju aliran massa HS, dimana nilai entalpi keluaran kompresor HS dan keluaran kondensor mengalami peningkatan sehingga laju aliran massa HS juga mengalami peningkatan yang berakibat pada meningkatnya rasio laju aliran massa.

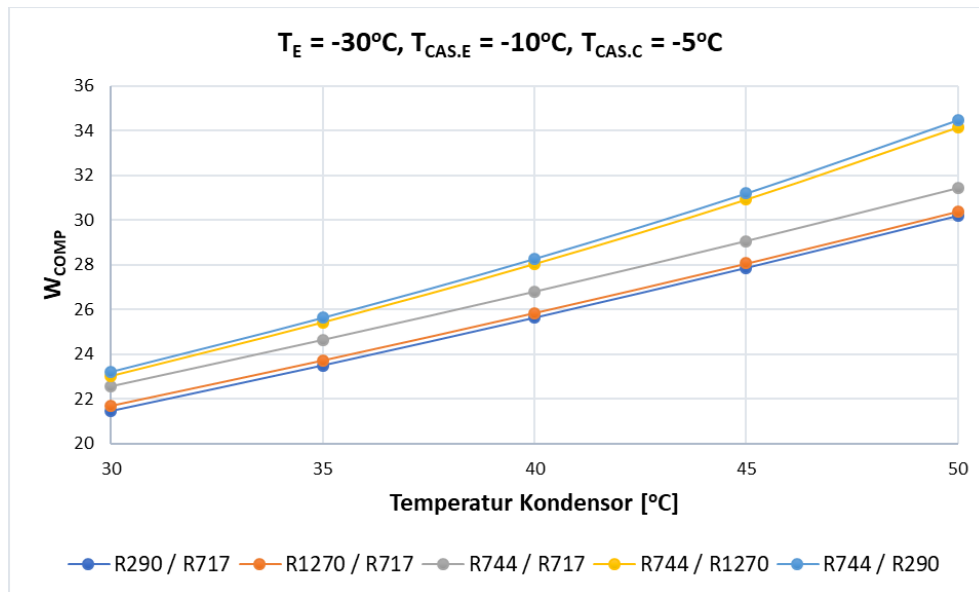


Gambar 4. 12. Variasi Temperatur Kondensor terhadap Rasio Laju Aliran Massa.

Berdasarkan rentang temperatur kondensor (T_C) yang divariasikan, digambarkan bahwa R744 / R290 memiliki rasio laju aliran massa tertinggi, sedangkan R744 / R717 memiliki rasio terendah. Rasio laju aliran massa R744 / R1270 bernilai sedikit lebih rendah dari R744 / R290, sedangkan R290 / R717 memiliki rasio laju aliran massa yang sedikit lebih tinggi R1270 / R717.

4.7.2.2 Variasi Temperatur Kondensor terhadap Daya Masukan Kompresor

Pengaruh dari variasi temperatur kondensor (T_C) terhadap daya masukan kompresor (W_{COMP}) dapat dilihat pada Gambar 4. 13. Seiring dengan meningkatnya temperatur kondensor (T_C), daya masukan kompresor (W_{COMP}) mengalami peningkatan yang signifikan. Hal tersebut dipengaruhi oleh perbedaan nilai entalpi pada masukan dan keluaran kompresor HS serta laju aliran massa HS, dimana nilai entalpi keluaran kompresor HS meningkat sedangkan entalpi masukan kompresor HS bernilai tetap, serta laju aliran massa HS mengalami peningkatan.

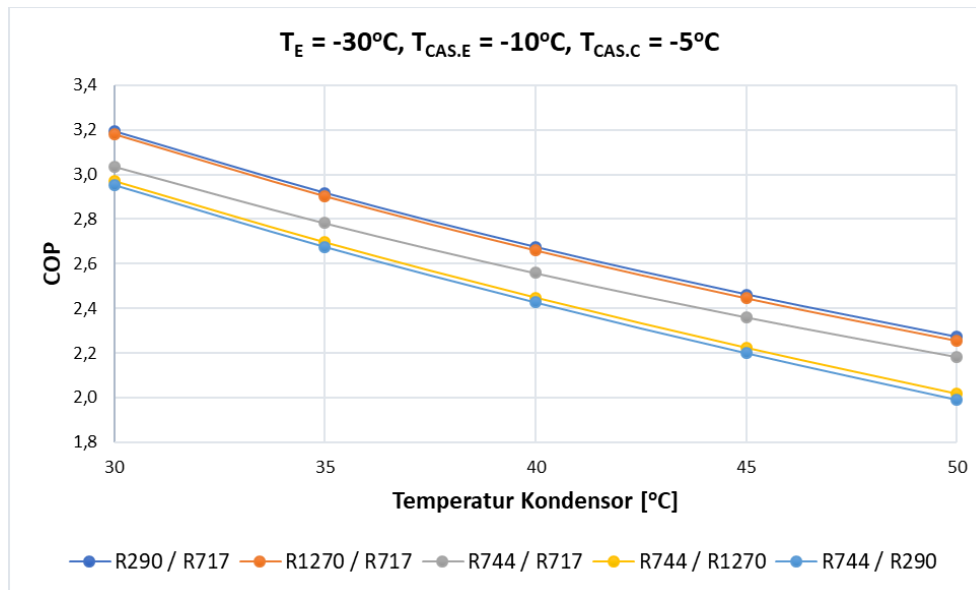


Gambar 4. 13. Variasi Temperatur Kondensor terhadap Daya Masukan Kompresor.

Dalam rentang temperatur kondensor (T_C) yang divariasikan, terlihat bahwa R744 / R290 memiliki daya masukan kompresor tertinggi, sementara R290 / R717 memiliki daya masukan kompresor terendah. Daya masukan kompresor R744 / R1270 sedikit lebih rendah dari R744 / R290, sedangkan R1270 / R717 memiliki daya masukan kompresor yang sedikit lebih tinggi dari R290 / R717. Daya masukan untuk R744 / R717 berada di pertengahan dan mengalami peningkatan secara paralel dengan pasangan refrigeran yang lain ketika temperatur kondensor (T_C) mengalami peningkatan.

4.7.2.3 Variasi Temperatur Kondensor terhadap COP Sistem

Efek dari variasi temperatur kondensor (T_C) terhadap COP sistem *cascade* ditunjukkan pada Gambar 4. 14. Berdasarkan variasi yang disimulasikan, digambarkan bahwa seiring meningkatnya temperatur kondensor (T_C) menjadikan COP sistem *cascade* mengalami penurunan. Hal tersebut disebabkan oleh nilai entalpi masukan dan keluaran kondensor yang mengalami peningkatan, sehingga daya masukan kompresor HS (W_{HS}) juga mengalami peningkatan akibat meningkatnya temperatur kondensor (T_C).



Gambar 4. 14. Variasi Temperatur Kondensor terhadap COP.

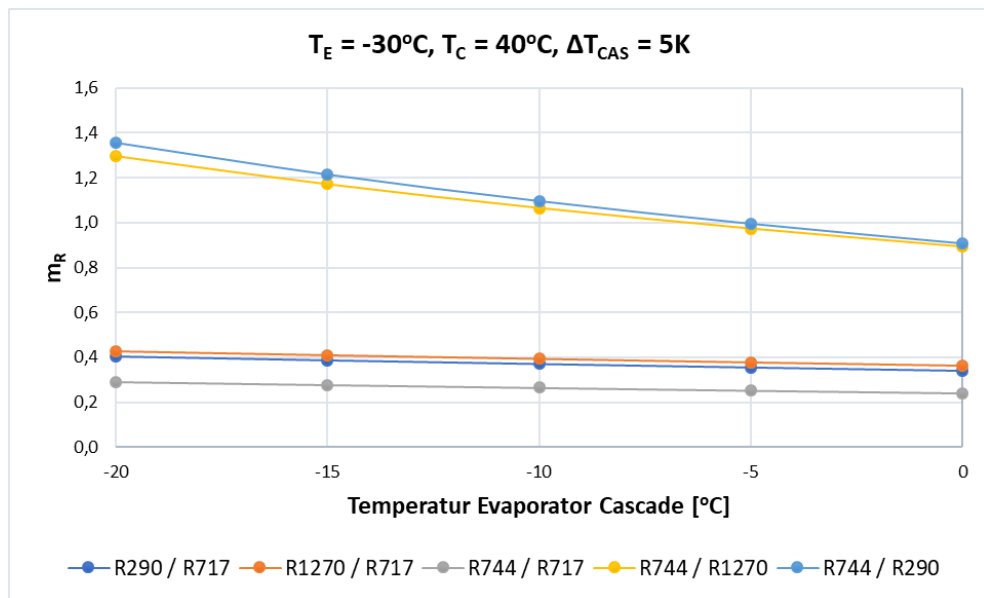
Berdasarkan variasi temperatur kondensor (T_C) yang disimulasikan, dapat diamati bahwa R290 / R717 memiliki koefisien performa (COP) tertinggi, sedangkan COP terendah adalah R744 / R290. Pasangan refrigeran R1270 / R717 memiliki COP sedikit lebih rendah dari R290 / R717, sedangkan R744 / R1270 memiliki COP yang sedikit lebih tinggi dari R744 / R290. COP dari R744 / R717 berada di pertengahan dan mengalami penurunan secara paralel dengan pasangan refrigeran lain seiring dengan meningkatnya temperatur kondensor (T_C).

4.7.3 Variasi Temperatur Evaporator *Cascade*

Temperatur evaporator *cascade* ($T_{\text{CAS.E}}$) telah divariasikan dari -20 sampai 0°C dengan menjaga parameter perancangan lainnya seperti temperatur evaporator (T_E), temperatur kondensor (T_C) tetap konstan, dan temperatur kondensor *cascade* ($T_{\text{CAS.C}}$) mengalami perubahan berdasarkan perbedaan temperatur *cascade* (ΔT_{CAS}) sebesar 5K. Variasi tersebut dilakukan untuk mengamati pengaruhnya terhadap rasio laju aliran massa refrigeran, daya masukan keseluruhan kompresor, dan nilai COP dari sistem *cascade*.

4.7.3.1 Variasi Temperatur Evaporator Cascade terhadap Rasio Laju Aliran Massa

Pengaruh dari variasi temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) terhadap rasio laju aliran massa ditunjukkan oleh Gambar 4. 15. Berdasarkan variasi yang disimulasikan dapat diamati bahwa seiring meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$), rasio laju aliran massa refrigeran (m_R) mengalami penurunan. Hal tersebut disebabkan oleh perubahan pada nilai entalpi masukan dan keluaran kondensor *cascade* serta nilai entalpi masukan dan keluaran evaporator *cascade*, dimana keseluruhan nilai entalpi tersebut mengalami peningkatan.

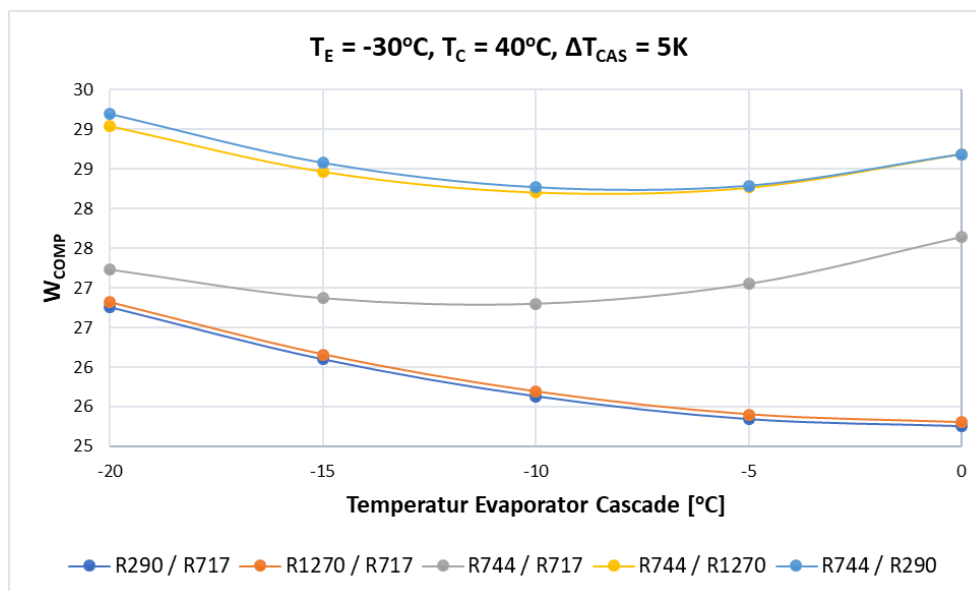


Gambar 4. 15. Variasi Temperatur Evaporator *Cascade* terhadap Rasio Laju Aliran Massa.

Berdasarkan rentang temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) yang divariasikan, R744 / R290 memiliki rasio laju aliran massa tertinggi, sedangkan R744 / R717 memiliki rasio terendah. Rasio laju aliran massa R744 / R1270 memiliki nilai yang sedikit lebih rendah dari R744 / R290, sedangkan R1270 / R717 memiliki rasio laju aliran massa yang sedikit lebih tinggi dari R290 / R717.

4.7.3.2 Variasi Temperatur Evaporator Cascade terhadap Daya Masukan Kompresor

Pengaruh dari variasi temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) terhadap daya masukan kompresor (W_{COMP}) ditunjukkan oleh Gambar 4. 16. Seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$), daya masukan kompresor (W_{COMP}) dari masing-masing pasangan refrigeran memiliki karakteristik yang berbeda. Daya masukan kompresor (W_{COMP}) untuk R744 / R1270 dan R744 / R290 pada awalnya menurun, namun kemudian mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$). Demikian juga daya masukan kompresor untuk R744 / R717 pada awalnya mengalami sedikit penurunan yang hampir sama dengan R744 / R1270 dan R744 / R290, namun kemudian mengalami peningkatan seiring meningkatnya evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$). Sedangkan Daya masukan kompresor (W_{COMP}) untuk R290 / R717 dan R1270 / R717 mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$).



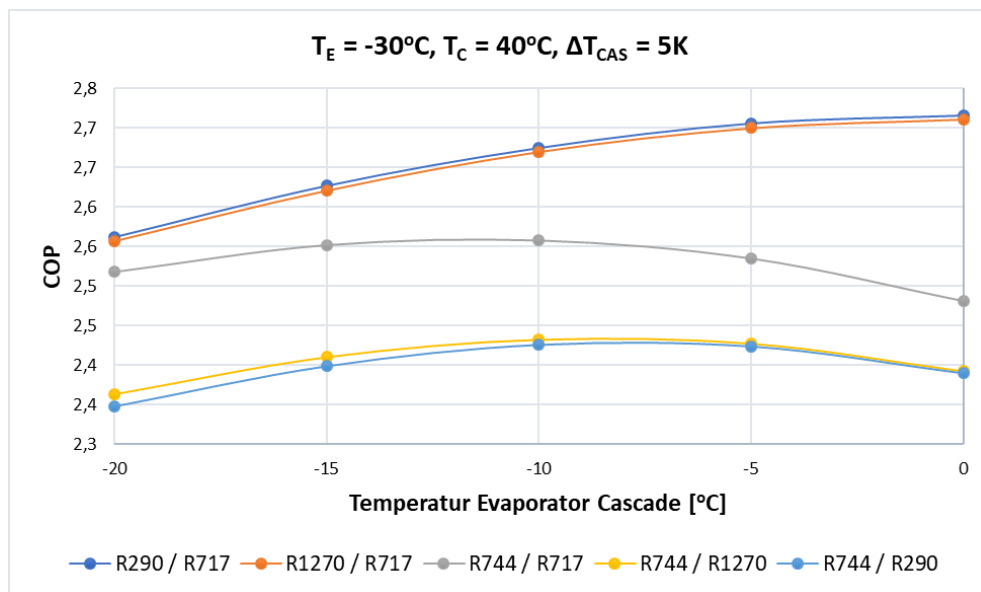
Gambar 4. 16. Variasi Temperatur Evaporator *Cascade* terhadap Daya Masukan Kompresor.

Berdasarkan variasi temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) yang disimulasikan, dijelaskan bahwa R744 / R290 memiliki daya masukan kompresor

tertinggi, sementara R290 / R717 memiliki daya masukan kompresor terendah. Daya masukan kompresor R744 / R1270 bernilai sedikit lebih rendah dari R744 / R290, sedangkan R1270 / R717 memiliki daya masukan kompresor yang sedikit lebih tinggi dari R290 / R717. Daya masukan untuk R744 / R717 berada di pertengahan di antara pasangan refrigeran yang lainnya.

4.7.3.3 Variasi Temperatur Evaporator Cascade terhadap COP Sistem

Pengaruh dari variasi temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$) terhadap COP sistem *cascade* ditampilkan pada Gambar 4. 17. Sebagaimana meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$), COP sistem dari masing-masing pasangan refrigeran memiliki karakteristik yang berbeda. COP untuk R744 / R1270 dan R744 / R290 pada awalnya meningkat, namun kemudian mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$). COP untuk R744 / R717 pada awalnya mengalami peningkatan yang hampir sama dengan R744 / R1270 dan R744 / R290, namun kemudian mengalami penurunan yang signifikan seiring meningkatnya evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$). Sedangkan COP untuk R290 / R717 dan R1270 / R717 mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS,E}$).



Gambar 4. 17. Variasi Temperatur Evaporator *Cascade* terhadap COP.

Berdasarkan variasi temperatur evaporator *cascade* ($T_{CAS.E}$) yang disimulasikan, ditampilkan bahwa R290 / R717 memiliki COP tertinggi, sementara R744 / R290 memiliki COP terendah. COP dari R744 / R1270 memiliki nilai sedikit lebih tinggi dari R744 / R290, sedangkan R1270 / R717 memiliki nilai COP yang sedikit lebih rendah dari R290 / R717. COP untuk sistem R744 / R717 berada di pertengahan di antara pasangan refrigeran yang lainnya.

4.8 Penentuan Pilihan Refrigeran pada Sistem Refrigerasi *Cascade*

Pemilihan refrigeran pada sistem refrigerasi *cascade* mempunyai peranan yang sangat penting dalam operasional dan efisiensi dari sistem. Menurut (Prabhune, 2017), pada dasarnya pemilihan refrigeran mempertimbangkan beberapa sifat penting dari refrigeran seperti titik didih, titik beku, massa molekul, temperatur kritis, tekanan kritis, dan lain sebagainya. Sedangkan perkembangan sekarang ini, pihak industri lebih memfokuskan pada refrigeran alami karena sifatnya yang rendah ODP dan GWP, tidak berbau dan tidak beracun.

Berdasarkan perhitungan dan simulasi, dua jenis refrigeran hidrokarbon (R290 dan R1270) yang ditempatkan pada sirkuit sisi rendah, memiliki COP yang tinggi apabila dipasangkan dengan R717 pada sirkuit sisi tinggi. Sedangkan dua jenis refrigeran hidrokarbon (R290 dan R1270) yang ditempatkan pada sirkuit sisi tinggi, memiliki COP yang rendah apabila dipasangkan dengan R744 pada sirkuit sisi rendah. Pasangan R744 / R717 memiliki COP yang tidak terlalu tinggi dan tidak terlalu rendah apabila dibandingkan dengan empat pasangan refrigeran yang lain.

Pemilihan refrigeran untuk sistem refrigerasi *cascade* pada sirkuit suhu rendah harus memperhatikan standar tertentu yang terkait dengan keamanan manusia dan sistem. Tabel 4. 18 menunjukkan informasi mengenai klasifikasi keamanan dari refrigeran yang digunakan pada penelitian ini.

Menurut (EN 378-1, 2016), jumlah pengisian pada sistem dari refrigeran dengan klasifikasi keamanan A3 (R290 dan R1270) adalah sebesar 20% dari nilai LFL dikalikan dengan volume ruangan *cold storage* dan jumlah maksimum refrigeran dalam sistem tidak boleh lebih dari 2,5 kg. Sedangkan untuk refrigeran dengan klasifikasi keamanan A1 (R744) tidak ada pembatasan dalam jumlah

maksimum pengisian pada sistem, namun alarm pendeteksi harus berbunyi apabila konsentrasi dari refrigeran berjumlah 50% dari nilai ATEL/ODL.

Tabel 4. 18. Klasifikasi Informasi Keamanan Refrigeran

Refrigeran	Klasifikasi keamanan	LFL* (kg/m ³)	ATEL / ODL (kg/m ³)**
R744	A1	N/A	0,072
R717	B2L	0,116	0,00022
R290	A3	0,038	0,09
R1270	A3	0,047	0,0017

* LFL (*Lower Flammability Limit*)

** ATEL / ODL (*Acute Toxicity Exposure Limit / Oxygen Deprivation Limit*)

Sumber: (EN 378-1, 2016)

Berdasarkan beberapa pertimbangan yang ada, refrigeran hidrokarbon (R290 dan R1270) tidak memenuhi syarat dari standar keamanan apabila ditempatkan pada sirkuit sisi rendah meskipun memiliki nilai COP yang lebih tinggi dibandingkan dengan pasangan refrigeran yang lain. Sedangkan bila ditempatkan pada sirkuit sisi rendah, refrigeran hidrokarbon memiliki nilai COP yang rendah apabila dibandingkan dengan refrigeran yang lain. Dapat disimpulkan bahwa pasangan refrigeran R744 / R717 menjadi pilihan yang tepat untuk sistem refrigerasi *cascade* apabila dilihat dari aspek standar keamanan dan pertimbangan koefisien performa.

4.9 Perhitungan Komponen Sistem *Cascade*

4.9.1 Katup Ekspansi LS

Tabel 4. 19. Parameter Perancangan Katup Ekspansi LS

Tekanan kondensor	3.046 kPa
Tekanan evaporator	1.428 kPa
Massa jenis refrigeran (ρ)	956,2 kg/m ³
Konduktivitas refrigeran (k)	0,1210 W/m °C

Viskositas kinematik refrigeran (μ)	$1,134 \times 10^{-7}$	m^2/s
Diameter luar pipa (D_o)	0,01588	m
Diameter dalam pipa (D_i)	0,01410	m
Laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{LS})	0,27560	kg/s

- ❖ Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$\begin{aligned}
 V_R &= \frac{\dot{m}_{LS}}{\rho} \\
 &= \frac{0,27560}{956,2} \\
 &= 0,00029 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

- ❖ Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned}
 G_R &= \frac{\dot{m}_{LS}}{\frac{\pi}{4} (D_i)^2} \\
 &= \frac{0,27560}{\frac{\pi}{4} * (0,01410)^2} \\
 &= 1765,03 \text{ kg/m}^2.\text{s}
 \end{aligned}$$

- ❖ Bilangan Reynolds untuk refrigeran (Re)

$$\begin{aligned}
 Re_R &= \frac{G_R D_i}{\rho} \\
 &= \frac{1765,03 * 0,01410}{(1,134 * 10^{-7})} \\
 &= 219.461.402,12
 \end{aligned}$$

❖ Perbedaan tekanan

$$\begin{aligned}\Delta P &= P_{Cond} - P_{Evap} \\ &= 3.046 - 1.428 \\ &= 1.618 \text{ kPa} \\ &= 164.990 \text{ kg/m}^2\end{aligned}$$

❖ Luas penampang orifice (A_{ori})

$$\begin{aligned}A_{ori} &= \frac{V_R}{C \left(2 \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right) \right)^{0,5}} \\ &= \frac{0,00029}{0,7 * \left(2 * \left(\frac{164.990}{956,2} \right) \right)^{0,5}} \\ &= 2,23 * 10^{-5} \text{ m}\end{aligned}$$

❖ Diameter orifice (D_{ori})

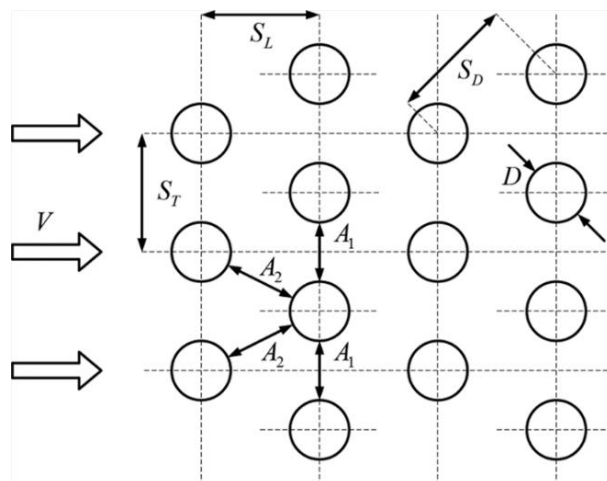
$$\begin{aligned}D_{ori} &= \left(\frac{4}{\pi} A_{ori} \right)^{0,5} \\ &= \left(\frac{4}{\pi} * (2,23 * 10^{-5}) \right)^{0,5} \\ &= 0,0053 \text{ m}\end{aligned}$$

4.9.2 Evaporator

Tabel 4. 20. Parameter Perancangan Evaporator

Beban pendinginan (Q_E)	68.570 W
Refrigeran	R744
Temperatur udara masuk evaporator (T_{ia})	10 °C
Temperatur udara keluar evaporator (T_{oa})	-18 °C
Temperatur refrigeran (T_R)	-30 °C
Diameter luar pipa (D_o)	0,01905 m
Diameter dalam pipa (D_i)	0,01850 m
Jarak membujur pipa (S_L)	0,040 m
Jarak melintang pipa (S_T)	0,035 m
Jumlah baris pipa (N_{bp})	10
Jumlah pipa tiap baris (N_{pb})	26

Evaporator yang dirancang merupakan jenis *finned tube* dengan susunan tabung *staggered* seperti terlihat pada Gambar 4. 18. Konfigurasi ditandai dengan diameter tabung D , pitch transversal ST dan pitch longitudinal SL yang diukur dari titik tengah tabung. Kondisi aliran dalam barisan pipa didominasi oleh pengaruh pemisahan *boundary layer* dan interaksi konstruksinya, yang pada akhirnya mempengaruhi perpindahan panas konveksi.



Gambar 4. 18. Evaporator jenis *finned tube* dengan susunan *staggered tube*

❖ Perpindahan panas pada pipa evaporator

➤ Perpindahan panas sisi luar pipa

Tabel 4. 21. Properti Udara untuk Perancangan Evaporator

Massa jenis (ρ)	1,353	kg/m³
Kalor spesifik (C_p)	1,003	kJ/kg-K
Viskositas dinamik (μ)	1,67 x 10 ⁻⁵	kg/m.s
Konduktivitas termal (k)	0,0227	W/m.K
Bilangan Prandtl (Pr)	0,7374	
Kecepatan udara (V)	3,2	m/s

▪ Jarak diagonal pipa (S_D)

$$\begin{aligned}
 S_D &= \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \\
 &= \sqrt{0,004^2 + \left(\frac{0,035}{2}\right)^2} \\
 &= 0,04 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jika pernyataan $S_D - D < \frac{S_T - D}{2}$ salah, maka A_{\min} terdapat pada A_1 , sehingga:

▪ Kecepatan udara maksimal

$$\begin{aligned}
 V_{max} &= \frac{S_T}{(S_T - D)} V \\
 &= \frac{0,035}{(0,035 - 0,01905)} * 3,2 \\
 &= 7,02 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds

$$\begin{aligned}
 Re_{D,max} &= \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \\
 &= \frac{1,353 * 7,02 * 0,01905}{(1,67 * 10^{-5})} \\
 &= 10.834,61
 \end{aligned}$$

Apabila nilai $Re > 2300$, maka aliran tersebut diklasifikasikan sebagai aliran turbulen, sehingga:

- Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= C_2 C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \\
 &= 0,95 * 0,34 * 10.834,61^{0,60} * 0,7374^{0,36} \left(\frac{0,7374}{0,7396} \right)^{1/4} \\
 &= 76,23
 \end{aligned}$$

Untuk $Re_{D,max}$ dengan nilai $10^3 - 2 \times 10^5$, dimana:

$$C = 0,34$$

$$m = 0,60$$

$$C_2 = 0,95$$

- Koefisien perpindahan panas sisi luar pipa

$$\begin{aligned}
 h_o &= Nu_D \frac{k}{D_o} \\
 &= 76,23 * \frac{0,0227}{0,01905} \\
 &= 90,84 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

- Perpindahan panas sisi dalam pipa

Tabel 4. 22. Properti R744 untuk Perancangan Evaporator

Massa jenis cairan (ρ_f)	1.076	kg/m³
Massa jenis uap (ρ_g)	37,1	kg/m ³
Kalor spesifik (C_p)	2,073	kJ/kg-K
Viskositas dinamik cairan (μ_f)	$1,64 \times 10^{-4}$	kg/m.s
Viskositas dinamik uap (μ_g)	$1,25 \times 10^{-5}$	kg/m.s
Konduktivitas termal (k)	0,1463	W/m.K
Bilangan Prandtl (Pr)	2,327	
Laju aliran massa (m_{LS})	0,27560	kg/s

- Kecepatan rata-rata refrigeran per satuan luas penampang pipa

$$\begin{aligned}
 G_R &= \frac{m_{LS}}{N_{bp} \pi \frac{D_i^2}{4}} \\
 &= \frac{0,27560}{10 * \pi * \frac{0,01850^2}{4}} \\
 &= 102,53 \text{ kg/m}^2.\text{s}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds untuk kualitas (x) = 0,5
 - Bilangan Reynolds cairan

$$\begin{aligned}
 Re_L &= \frac{G_R(1-x)D_i}{\mu_f} \\
 &= \frac{102,53 * (1 - 0,5) * 0,01850}{(1,64 * 10^{-4})} \\
 &= 5.782,87
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds uap

$$\begin{aligned}
 Re_V &= \frac{G_R \times D_i}{\mu_g} \\
 &= \frac{128,16 * 0,5 * 0,01850}{(1,25 * 10^{-5})} \\
 &= 75.871,31
 \end{aligned}$$

- Sehingga, bilangan Reynolds ekuivalen adalah:

$$\begin{aligned}
 Re_{eq} &= Re_V \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} + Re_L \\
 &= 75.871,31 * \left(\frac{1,25 * 10^{-5}}{1,64 * 10^{-4}} \right) * \left(\frac{37,1}{1.076} \right)^{0,5} + 5.782,87 \\
 &= 6.856,68
 \end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan panas rata-rata sisi dalam pipa

$h_i = h_{TP}$, maka

$$\begin{aligned}
 h_{TP} &= 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{k_l}{D_i} \right) \\
 &= 0,05 * 6.856,68^{0,8} * 2,327^{1/3} * \left(\frac{0,1463}{0,01850} \right) \\
 &= 612,32 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

❖ Perancangan sirip evaporator

Tabel 4. 23. Properti sirip evaporator

Material sirip	Aluminium
Tinggi sirip ($T_s = S_T N_{pb}$)	0,91 m
Kedalaman sirip ($D_s = S_L N_{bp}$)	0,4 m
Ketebalan sirip (t_s)	0,0004 m
Lebar sirip (L_s)	0,025 m
Jumlah sirip per meter (N_s)	100
Konduktivitas termal sirip (k_s)	168 W/m.K

➤ Luas total permukaan luar pipa per meter (A_p)

$$\begin{aligned}
 A_p &= N_{pb} N_{bp} \pi D_o \\
 &= 26 * 10 * \pi * 0,01905 \\
 &= 15,56 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

➤ Luas permukaan per sirip (A_{1s})

$$\begin{aligned}
 A_{1s} &= 2 \left[(T_s D_s) - \left(N_{pb} N_{bp} \pi \frac{D_o^2}{4} \right) \right] \\
 &= 2 * \left[(0,90 * 0,36) - \left(20 * 8 * \pi * \frac{0,01905^2}{4} \right) \right] \\
 &= 0,58 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

➤ Luas total permukaan sirip per meter (A_s)

$$\begin{aligned}
 A_s &= N_s A_{1s} \\
 &= 100 * 0,58 \\
 &= 57,98 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Luas total sisi udara (termasuk pipa dan sirip) per meter (A_{total})

$$A_{total} = A_p + A_s$$

$$= 15,56 + 57,98$$

$$= 73,54 \text{ m}^2$$

- Efisiensi sirip (η_s)

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_s t_s}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 * 90,84}{168 * 0,0004}}$$

$$= 52,00$$

$$L_c = L_s + \frac{t_s}{2}$$

$$= 0,025 + \frac{0,0004}{2}$$

$$= 0,03$$

$$\eta_s = \frac{\tanh m L_c}{m L_c}$$

$$= \frac{\tanh(52,00 * 0,03)}{(52,00 * 0,03)}$$

$$= 0,66$$

❖ Koefisien Perpindahan panas keseluruhan (U_o)

➤ Efisiensi permukaan keseluruhan

$$\begin{aligned}\eta_{o,i} &= 1 - \frac{A_s}{A_{total}} (1 - \eta_s) \\ &= 1 - \frac{57,98}{73,54} * (1 - 0,66) \\ &= 0,73\end{aligned}$$

➤ Koefisien Perpindahan panas keseluruhan per meter pipa (U)

$$\begin{aligned}U_o &= \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{R_{f,o}''}{\eta_o} + R_w + \frac{R_{f,i}''}{\eta_i} + \frac{1}{\eta_i h_i}} \\ U_o &= \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{R_{f,o}''}{\eta_o} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k} + \frac{R_{f,i}''}{\eta_i} + \frac{1}{\eta_i h_i}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{(0,73 * 90,84)} + \frac{0,00040}{0,73} + \frac{\ln\left(\frac{0,00953}{0,00925}\right)}{(2 * \pi * 168)} + \frac{0,00018}{0,73} + \frac{1}{(0,73 * 612,32)}} \\ &= 55,25 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}\end{aligned}$$

❖ *Logarithmic Mean Temperature Differential (LMTD)*

$$\begin{aligned}LMTD &= \frac{(T_{ia} - T_R) - (T_{oa} - T_R)}{\ln\left(\frac{T_{ia} - T_R}{T_{oa} - T_R}\right)} \\ &= \frac{(10 - (-30)) - (-18 - (-30))}{\ln\left(\frac{10 - (-30)}{(-18) - (-30)}\right)} \\ &= 23,26 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

- ❖ Luas permukaan perpindahan panas total (A_o)

$$A_o = \frac{Q_E}{U_o LMTD}$$

$$= \frac{68.570}{55,25 * 23,26}$$

$$= 53,36 \text{ m}^2$$

- ❖ Panjang pipa evaporator

$$L = \frac{A_o}{N_T \pi D_o}$$

$$= \frac{53,36}{(26 * 10) * \pi * 0,01905}$$

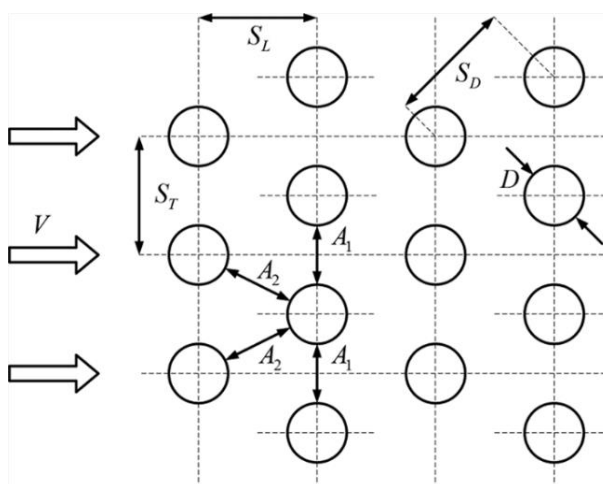
$$= 3,43 \text{ m}$$

4.9.3 Kondensor

Tabel 4. 24. Parameter Perancangan Kondensor

Perpindahan panas kondensor (Q_C)	95.370 W
Refrigeran	R717
Temperatur udara masuk kondensor (T_{ia})	30 °C
Temperatur udara keluar kondensor (T_{oa})	55 °C
Temperatur refrigeran (T_{ir})	112,7 °C
Temperatur refrigeran (T_{or})	38 °C
Material pipa	<i>Stainless steel</i>
Diameter luar pipa (D_o)	0,01905 m
Diameter dalam pipa (D_i)	0,01776 m
Jarak membujur pipa (S_L)	0,030 m
Jarak melintang pipa (S_T)	0,030 m
Jumlah baris pipa (N_{bp})	6
Jumlah pipa tiap baris (N_{pb})	40

Kondensor yang dirancang merupakan jenis *finned tube* dengan susunan tabung *staggered* seperti terlihat pada Gambar 4. 19. Konfigurasi ditandai dengan diameter tabung D , pitch transversal S_T dan pitch longitudinal S_L yang diukur dari titik tengah tabung. Kondisi aliran dalam barisan pipa didominasi oleh pengaruh pemisahan *boundary layer* dan interaksi konstruksinya, yang pada akhirnya mempengaruhi perpindahan panas konveksi.



Gambar 4. 19. Kondensor jenis *finned tube* dengan susunan *staggered tube*

❖ Perpindahan panas pada pipa kondensor

➤ Perpindahan panas sisi luar pipa

Tabel 4. 25. Properti udara untuk Perancangan Kondensor

Massa jenis (ρ)	1,118	kg/m³
Kalor spesifik (C_p)	1,006	kJ/kg-K
Viskositas dinamik (μ)	$1,93 \times 10^{-5}$	kg/m.s
Konduktivitas termal (k)	0,0268	W/m.K
Bilangan Prandtl (Pr)	0,7239	
Kecepatan udara (V)	3,8	m/s

- Jarak diagonal pipa (S_D)

$$\begin{aligned}
 S_D &= \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \\
 &= \sqrt{0,030^2 + \left(\frac{0,030}{2}\right)^2} \\
 &= 0,0335 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jika pernyataan $S_D - D < \frac{S_T - D}{2}$ salah, maka A_{\min} terdapat pada A_1 , sehingga:

- Kecepatan udara maksimal

$$\begin{aligned}
 V_{max} &= \frac{S_T}{(S_T - D_o)} V \\
 &= \frac{0,030}{(0,030 - 0,01905)} * 3,8 \\
 &= 10,41 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds

$$\begin{aligned}
 Re_{D,max} &= \frac{\rho V_{max} D_o}{\mu} \\
 &= \frac{1,118 * 10,41 * 0,01905}{(1,93 * 10^{-5})} \\
 &= 11.488,68
 \end{aligned}$$

Apabila nilai $Re > 2300$, maka aliran tersebut diklasifikasikan sebagai aliran turbulen, sehingga:

- Bilangan Nusselt

$$Nu_D = C_2 C Re_{D,max}^{0,60} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$= 0,935 * 0,81 * 11.488,68^{0,60} * 0,7239^{0,36} \left(\frac{0,7239}{0,7242} \right)^{1/4}$$

$$= 184,03$$

Untuk $Re_{D,max}$ dengan nilai $10^3 - 2 \times 10^5$, dimana:

$$C = 0,81$$

$$m = 0,60$$

$$C_2 = 0,935$$

- Koefisien perpindahan panas sisi luar pipa

$$h_o = Nu_D \frac{k}{D_o}$$

$$= 184,03 * \frac{0,0268}{0,01905}$$

$$= 258,90 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Perpindahan panas sisi dalam pipa

Tabel 4. 26. Properti R717 untuk Perancangan Kondensor

Massa jenis cairan (ρ_f)	579,4	kg/m³
Massa jenis uap (ρ_g)	12,03	kg/m ³
Kalor spesifik (C_p)	3,51	kJ/kg-K
Viskositas dinamik cairan (μ_f)	$1,14 \times 10^{-4}$	kg/m.s
Viskositas dinamik uap (μ_g)	$1,03 \times 10^{-5}$	kg/m.s
Konduktivitas termal (k)	0,4433	W/m.K
Bilangan Prandtl (Pr)	1,277	
Laju aliran massa (\dot{m}_{HS})	0,07293	kg/s

- Kecepatan rata-rata refrigeran per satuan luas penampang pipa

$$\begin{aligned}
 G_R &= \frac{m_{HS}}{N_{bp} \pi \frac{D_i^2}{4}} \\
 &= \frac{0,07293}{6 * \pi * \frac{0,01776^2}{4}} \\
 &= 49,07 \text{ kg/m}^2.\text{s}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds untuk kualitas (x) = 0,5

- Bilangan Reynolds uap

$$\begin{aligned}
 Re_V &= \frac{G_R x D_i}{\mu_g} \\
 &= \frac{49,07 * 0,5 * 0,01776}{(1,03 * 10^{-5})} \\
 &= 42.301,42
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds cairan

$$\begin{aligned}
 Re_L &= \frac{G_R (1 - x) D_i}{\mu_f} \\
 &= \frac{49,07 * (1 - 0,5) * 0,01776}{(1,14 * 10^{-4})} \\
 &= 3.821,97
 \end{aligned}$$

- Sehingga, bilangan Reynolds ekuivalen adalah:

$$\begin{aligned}
 Re_{eq} &= Re_V \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} + Re_L \\
 &= 42.301,42 * \left(\frac{1,03 \times 10^{-5}}{1,14 \times 10^{-4}} \right) * \left(\frac{579,4}{12,03} \right)^{0,5} + 3.821,97 \\
 &= 30.346,26
 \end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan panas rata-rata sisi dalam pipa

$$h_i = h_{TP}, \text{ maka}$$

$$\begin{aligned}
 h_{TP} &= 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{k_l}{D_i} \right) \\
 &= 0,05 * 30.346,26^{0,8} * 1,277^{1/3} * \left(\frac{0,4433}{0,01776} \right) \\
 &= 5.211,37 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

❖ Perancangan sirip kondensor

Tabel 4. 27. Properti sirip kondensor

Material sirip	Aluminium
Tinggi sirip ($T_s = S_T N_{pb}$)	1,2 m
Kedalaman sirip ($D_s = S_L N_{bp}$)	0,18 m
Ketebalan sirip (t_s)	0,0005 m
Lebar sirip (L_s)	0,030 m
Jumlah sirip per meter (N_s)	350
Konduktivitas termal sirip (k_s)	168 W/m.K

- Luas total permukaan luar pipa per meter (A_p)

$$\begin{aligned} A_p &= N_{pb} N_{bp} \pi D_o \\ &= 40 * 6 * \pi * 0,01905 \\ &= 14,36 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas permukaan per sirip (A_{1s})

$$\begin{aligned} A_{1s} &= 2 \left[(T_s D_s) - \left(N_{pb} N_{bp} \pi \frac{D_o^2}{4} \right) \right] \\ &= 2 * \left[(1,5 * 0,18) - \left(50 * 6 * \pi * \frac{0,01905^2}{4} \right) \right] \\ &= 0,30 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas total permukaan sirip per meter (A_s)

$$\begin{aligned} A_s &= N_s A_{1s} \\ &= 350 * 0,30 \\ &= 103,32 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas total sisi udara (termasuk pipa dan sirip) per meter (A_{total})

$$\begin{aligned} A_{total} &= A_p + A_s \\ &= 17,95 + 129,50 \\ &= 117,68 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

➤ Efisiensi sirip (η_s)

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{2h_o}{k_s t_s}} \\ &= \sqrt{\frac{2 * 258,90}{168 * 0,0005}} \\ &= 78,51 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_c &= L_s + \frac{t_s}{2} \\ &= 0,030 + \frac{0,0005}{2} \\ &= 0,03 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_s &= \frac{\tanh m L_c}{m L_c} \\ &= \frac{\tanh(78,51 * 0,03)}{(78,51 * 0,03)} \\ &= 0,41 \end{aligned}$$

❖ Koefisien Perpindahan panas keseluruhan (U_o)

➤ Efisiensi permukaan keseluruhan

$$\begin{aligned} \eta_{o,i} &= 1 - \frac{A_s}{A_{total}} (1 - \eta_s) \\ &= 1 - \frac{103,32}{117,68} (1 - 0,41) \\ &= 0,49 \end{aligned}$$

- Koefisien Perpindahan panas keseluruhan per meter pipa (U_o)

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{R_{f,o}''}{\eta_o} + R_w + \frac{R_{f,i}''}{\eta_i} + \frac{1}{\eta_i h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{R_{f,o}''}{\eta_o} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k} + \frac{R_{f,i}''}{\eta_i} + \frac{1}{\eta_i h_i}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{(0,49 * 258,90)} + \frac{0,00040}{0,49} + \frac{\ln\left(\frac{0,00953}{0,00888}\right)}{(2 * \pi * 168)} + \frac{0,00018}{0,49} + \frac{1}{(0,49 * 5.211,37)}}$$

$$= 104,00 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

- ❖ *Logarithmic Mean Temperature Differential (LMTD)*

$$LMTD = \frac{(T_{ir} - T_{oa}) - (T_{or} - T_{ia})}{\ln\left(\frac{T_{ir} - T_{oa}}{T_{or} - T_{ia}}\right)}$$

$$= \frac{(112,7 - 55) - (38 - 30)}{\ln\left(\frac{112,7 - 55}{38 - 30}\right)}$$

$$= 53,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- ❖ Luas permukaan perpindahan panas total (A_o)

$$A_o = \frac{Q_c}{U_o LMTD}$$

$$= \frac{95.370}{104,00 * 53,65}$$

$$= 17,09 \text{ m}^2$$

- ❖ Panjang pipa evaporator

$$L = \frac{A_o}{N_T \pi D_o}$$

$$= \frac{17,09}{(6 * 40) * \pi * 0,01905}$$

$$= 1,19 \text{ m}$$

4.9.4 Katup Ekspansi HS

Tabel 4. 28. Parameter Perancangan Katup Ekspansi HS

Tekanan kondensor	1.555	kPa
Tekanan evaporator	290,8	kPa
Massa jenis refrigeran (ρ)	12,03	kg/m ³
Konduktivitas termal refrigeran (k)	0,02837	W/m °C
Viskositas kinematik refrigeran (μ)	8,583 x 10 ⁻⁷	m ² /s
Diameter luar pipa (D_o)	0,01500	m
Diameter dalam pipa (D_i)	0,01384	m
Laju aliran massa refrigeran (m_{HS})	0,07293	kg/s

- ❖ Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$V_R = \frac{\dot{m}_{HS}}{\rho}$$

$$= \frac{0,07293}{12,03}$$

$$= 0,006062 \text{ m}^3/\text{s}$$

- ❖ Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$G_R = \frac{\dot{m}_{HS}}{\frac{\pi}{4} (D_i)^2}$$

$$= \frac{0,07293}{\frac{\pi}{4} * (0,01384)^2}$$

$$= 484,78 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

- ❖ Bilangan Reynolds untuk refrigeran (Re)

$$Re_R = \frac{G_R D_i}{\rho}$$

$$= \frac{486,20 * 0,01384}{(8,583 * 10^{-7})}$$

$$= 7.839.925,43$$

- ❖ Perbedaan tekanan

$$\Delta P = P_{Cond} - P_{Evap}$$

$$= 1.555 - 290,8$$

$$= 1264,2 \text{ kPa}$$

$$= 128.912,47 \text{ kg/m}^2$$

- ❖ Luas penampang orifice (A_{ori})

$$A_{ori} = \frac{V_R}{c \times \left(2 \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right) \right)^{0,5}}$$

$$= \frac{0,006062}{0,7 * \left(2 * \left(\frac{128.912,47}{12,03} \right) \right)^{0,5}}$$

$$= 5,91 * 10^{-5} \text{ m}$$

❖ Diameter orifice (D_{ori})

$$D_{ori} = \left(\frac{4}{\pi} A_{ori} \right)^{0,5}$$

$$= \left(\frac{4}{\pi} * (5,91 * 10^{-5}) \right)^{0,5}$$

$$= 0,0068 \text{ m}$$

4.9.5 Alat Penukar Panas *Cascade* (*Cascade Heat Exchanger*)

Tabel 4. 29. Properti Refrigeran Untuk Perancangan *Cascade Heat Exchanger*

Properti	R744 (hot)	R717 (cold)
Kalor spesifik (C_{ph} , C_{pc})	1,346	2,411 kJ/kg-K
Massa jenis cairan (ρ_f)	956,2	632,7 kg/m ³
Massa jenis uap (ρ_g)	198,8	4,013 kg/m ³
Massa jenis rata-rata (ρ_{fg})	73,76	2,241 kg/m ³
Viskositas dinamik cairan (μ_f)	$1,08 \times 10^{-4}$	$1,63 \times 10^{-4}$ kg/m.s
Viskositas dinamik uap (μ_g)	$1,84 \times 10^{-5}$	$9,19 \times 10^{-6}$ kg/m.s
Viskositas dinamik rata-rata (μ_{fg})	$1,48 \times 10^{-5}$	$9,27 \times 10^{-6}$ kg/m.s
Konduktivitas termal (k)	0,121	0,5901 W/m °C
Bilangan Prandtl	1,134	0,9523
Perpindahan panas <i>cascade</i> (Q_{CAS})		77.310 W
Laju aliran massa (m_{LS} , m_{HS})	0,27560	0,07293
Temperatur inlet (T_{hi} , T_{ci})	20,58	-10 °C
Temperatur outlet (T_{ho} , T_{co})	-5	-10 °C

❖ *Logarithmic Mean Temperature Different (LMTD)*

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \\
 &= \frac{(20,58 - (-10)) - (-5 - (-10))}{\ln \left(\frac{20,58 - (-10)}{(-5 - (-10))} \right)} \\
 &= 14,13 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Tabel 4. 30. Parameter Perancangan *Cascade Heat Exchanger*

Perpindahan panas <i>cascade</i> (Q_{CAS})	77.310 W
Laju aliran massa R744 (m_{LS})	0,27560 kg/s
Laju aliran massa R717 (m_{HS})	0,07293 kg/s
Diameter luar pipa (D_o)	0,01905 m
Diameter dalam pipa (D_i)	0,01772 m
Diameter shell (D_s)	0,32 m
Pitch pipa (P_T)	0,025 m
Jarak baffle (B)	0,30 m
Bentuk layout pipa	Persegi

❖ Perpindahan panas dalam pipa (R717)

➤ Kecepatan rata-rata aliran refrigeran

$$\begin{aligned}
 G_R &= \frac{m_{HS}}{\rho_{fg} \pi \left(\frac{D_i^2}{4} \right)} \\
 &= \frac{0,07293}{2,241 * \pi \left(\frac{0,01772^2}{4} \right)} \\
 &= 131,96 \text{ kg/m}^2.\text{s}
 \end{aligned}$$

➤ Bilangan Reynolds untuk kualitas (x) = 0,5

- Bilangan Reynolds uap

$$\begin{aligned} Re_V &= \frac{G_R \times D_i}{\mu_g} \\ &= \frac{131,96 * 0,5 * 0,01772}{(9,19 * 10^{-6})} \\ &= 127.222,89 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds cairan

$$\begin{aligned} Re_L &= \frac{G_R(1 - x)D_i}{\mu_f} \\ &= \frac{131,96 * (1 - 0,5) * 0,01772}{(1,63 * 10^{-4})} \\ &= 7.172,87 \end{aligned}$$

- Sehingga, bilangan Reynolds ekuivalen adalah:

$$\begin{aligned} Re_{eq} &= Re_V \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} + Re_L \\ &= 127.222,89 * \left(\frac{9,19 * 10^{-6}}{1,63 * 10^{-4}} \right) * \left(\frac{632,7}{4,013} \right)^{0,5} + 7.172,87 \\ &= 97.238,17 \end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan panas rata-rata sisi dalam pipa

$h_i = h_{TP}$, maka

$$\begin{aligned}
 h_{TP} &= 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{k_l}{D_i} \right) \\
 &= 0,05 * 97.238,17^{0,8} * 0,9523^{1/3} * \left(\frac{0,5901}{0,01772} \right) \\
 &= 16.021,26 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

- ❖ Perpindahan panas luar pipa atau dalam shell (R744)

- Luas penampang shell

$$\begin{aligned}
 A_s &= \frac{D_s C B}{P_T} \\
 &= \frac{0,32 * (0,025 - 0,01905) * 0,30}{0,025} \\
 &= 0,0228 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Kecepatan rata-rata refrigeran dalam shell

$$\begin{aligned}
 G_s &= \frac{m_{LS}}{A_s} \\
 &= \frac{0,27560}{0,0228} \\
 &= 12,06 \text{ kg/m}^2.\text{s}
 \end{aligned}$$

- Diameter ekuivalen dari shell (layout pipa bentuk persegi)

$$D_e = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o}$$

$$= \frac{4 \left(0,025^2 - \frac{\pi * 0,01905^2}{4} \right)}{\pi * 0,01905}$$

$$= 0,0227 \text{ m}$$

➤ Bilangan Reynolds untuk kualitas (x) = 0,5

- Bilangan Reynolds cairan

$$Re_L = \frac{G_s(1-x)D_s}{\mu_f}$$

$$= \frac{12,06 * (1 - 0,5) * 0,0227}{(1,08 * 10^{-4})}$$

$$= 126,77$$

- Bilangan Reynolds uap

$$Re_v = \frac{G_s x D_s}{\mu_g}$$

$$= \frac{12,06 * 0,5 * 0,01905}{(1,84 * 10^{-5})}$$

$$= 7.440,62$$

- Sehingga, bilangan Reynolds ekuivalen adalah:

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} + Re_L$$

$$= 7.440,62 * \left(\frac{1,84 * 10^{-5}}{1,08 * 10^{-4}} \right) * \left(\frac{956,2}{198,8} \right)^{0,5} + 126,77$$

$$= 2.906,92$$

➤ Bilangan Nusselt

$$\begin{aligned}
 Nu_s &= 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu_{fg}} \right)^{0,55} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \\
 &= 0,36 * \left(\frac{0,0227 * 12,06}{1,48 * 10^{-5}} \right)^{0,55} * 1,134^{0,33} \left(\frac{(1,48 * 10^{-5})}{(1,45 * 10^{-5})} \right)^{0,14} \\
 &= 83,71
 \end{aligned}$$

Dimana: $\mu_w = 1,45 \times 10^{-5}$

➤ Koefisien perpindahan panas dalam shell

$$\begin{aligned}
 h_o &= Nu_D \frac{k}{D_e} \\
 &= 83,71 * \frac{0,5901}{0,0227} \\
 &= 2.173,85 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

❖ Koefisien Perpindahan panas keseluruhan (U_o)

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o R_{fi}}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \frac{1}{\frac{0,01905}{(16.021,26 * 0,01772)} + \frac{0,01905 * 0,000176}{0,01772} + \frac{0,01905 * \ln\left(\frac{0,01905}{0,01772}\right)}{(2 * 18)} + 0,000176 + \frac{1}{2.173,85}} \\
 &= 1.074,55 \text{ W/m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

Dimana:

$R_{fi} = 0,000176 \text{ m}^2.\text{K/W}$ untuk R744

$R_{fo} = 0,000176 \text{ m}^2.\text{K/W}$ untuk R717

$k = 18 \text{ W/m.K}$ untuk *stainless steel*

- ❖ Luas permukaan perpindahan panas total (A_o)

$$\begin{aligned}
 A_o &= \frac{Q_c}{U_o LMTD} \\
 &= \frac{77.310}{1.074,55 * 14,13} \\
 &= 5,09 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- ❖ Jumlah pipa

$$\begin{aligned}
 A_1 &= (CL)P_T^2 \\
 &= 1 * 0,025^2 \\
 &= 0,0006 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_T &= (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4 A_1} \\
 &= 0,93 * \left(\frac{\pi * 0,32^2}{4 * 0,0006} \right) \\
 &= 119,67
 \end{aligned}$$

Dimana:

CL = 1,0 untuk layout pipa dengan sudut 90° dan 45°

CTP = 0,93 untuk *one tube pass*

- ❖ Panjang pipa

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{A_o}{N_T \pi D_o} \\
 &= \frac{5,09}{119,67 * \pi * 0,01905} \\
 &= 0,71 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.10 Analisis Ekonomi

Pada bagian ini dilakukan analisa ekonomis pembangunan *cold storage* untuk penyimpanan ikan dengan sistem refrigerasi *cascade*. Analisa ekonomis bertujuan untuk mengetahui tingkat kelayakan atau kelayakan dari sebuah usaha yang akan dilakukan berdasarkan parameter atau kriteria tertentu.

Parameter ekonomi yang dianalisis dalam pembangunan *cold storage* untuk penyimpanan ikan terdiri dari perkiraan modal investasi, perkiraan biaya operasional, perkiraan pendapatan, penyusunan aliran kas, serta penentuan kriteria investasi yang meliputi *Net Present Value* (NPV), *Internal Rate of Return* (IRR), dan *Pay Back Period* (PBP).

4.10.1 Biaya Investasi

Biaya investasi adalah biaya tetap yang besarnya tidak dipengaruhi oleh jumlah produk atau jasa yang dihasilkan, dalam ini merupakan biaya yang dikeluarkan oleh calon pemilik *cold storage* pada saat pengadaan sarana dan prasarana yang diperlukan untuk pembuatan *cold storage*.

Tabel 4. 31. Rincian Biaya Investasi *Cold Storage* Sistem *Cascade*

NO.	URAIAN PEKERJAAN	TOTAL BIAYA (Rp)
A	PEKERJAAN KONSTRUKSI BANGUNAN	
1.	Pekerjaan Pendahuluan	228.600.000,-
2.	Pekerjaan Tanah dan Fondasi	659.146.000,-
3.	Pekerjaan Struktur	125.880.000,-
4.	Pekerjaan Dinding	450.472.000,-
5.	Pekerjaan Lantai	752.640.000,-
6.	Pekerjaan Atap	545.377.800,-
7.	Pekerjaan Bangunan Kantor	530.949.250,-
8.	Pekerjaan Ruang Mesin	49.421.250,-
9.	Pekerjaan Fasilitas Penunjang	103.170.000,-
SUB TOTAL A		3.445.656.300,-
B	PEKERJAAN INSULASI DAN UNIT REFRIGERASI	
1.	Insulasi <i>Cold Storage</i>	1.230.100.000,-

2.	Pengadaan Unit Refrigerasi	1.059.788.800,-
3.	Kelistrikan Unit Refrigerasi	100.000.000,-
4.	Jasa Pemasangan	367.400.000,-
5.	Pengadaan <i>Forklift</i>	350.000.000,-
SUB TOTAL B		2.867.358.800,-
C PEKERJAAN GENSET DAN INSTALASI LISTRIK		
1.	Pengadaan Generator Set	889.170.000,-
2.	Pekerjaan Instalasi Listrik	108.330.000,-
3.	Jasa Pemasangan	75.000.000,-
SUB TOTAL C		1.072.500.000
JUMLAH HARGA PEKERJAAN (A+B+C)		7.625.445.100,-
PPN (10%)		762.544.510,-
JUMLAH TOTAL HARGA PEKERJAAN		8.387.989.610,-
PEMBULATAN		8.387.990.000,-

Berdasarkan Tabel 4. 31., investasi yang dibutuhkan untuk merealisasikan proyek pembangunan *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* adalah sebesar Rp. 8.387.990.000,-. Rencana Anggaran Biaya (RAB) pembangunan *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* dapat dilihat pada Lampiran 5.

4.10.2 Biaya Operasional

Biaya operasional merupakan keseluruhan biaya-biaya komersial yang dikeluarkan untuk menunjang atau mendukung kegiatan perusahaan dalam mencapai sasaran yang diinginkan. Biaya operasional meliputi biaya penjualan dan administrasi, biaya *overhead*, biaya promosi, biaya penyusutan, perbaikan dan pemeliharaan dan lain sebagainya.

Tabel 4. 32. Rincian Biaya Operasional *Cold Storage* Sistem *Cascade*

NO.	URAIAN BIAYA OPERASIONAL	BULANAN (Rp)	TAHUNAN (Rp)
1.	Sewa Lahan	20.000.000,-	240.000.000,-
2.	Administrasi Kantor	2.500.000,-	30.000.000,-

3.	Pemakaian Daya Listrik	90.003.363,-	1.080.040.353,-
4.	Pemakaian Telepon & Internet	2.000.000,-	24.000.000,-
5.	Gaji Pekerja <i>Cold Storage</i> (4 Orang)	10.400.000,-	135.200.000,-
6.	Gaji Teknisi <i>Cold Storage</i> (2 Orang)	5.200.000,-	67.600.000,-
7.	Gaji Pegawai ADM (1 Orang)	2.600.000,-	33.800.000,-
8.	Gaji Pegawai Marketing (1 Orang)	2.600.000,-	33.800.000,-
9.	Gaji Petugas Keamanan (2 Orang)	5.200.000,-	67.600.000,-
10.	Biaya Pemeliharaan	13.979.983,-	167.759.800,-
11.	Biaya Promosi	4.000.000,-	48.000.000,-
12.	Biaya Lain-lain	5.546.917,-	66.563.005,-
JUMLAH		164.030.263,-	1.994.363.159,-

Berdasarkan Tabel 4. 32., biaya operasional yang dibutuhkan untuk mengoperasikan instalasi *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* adalah sebesar Rp. 164.030.263,- per bulan dan Rp. 1.994.363.159,- per tahun.

4.10.3 Perkiraan Nilai Pendapatan

Berdasarkan parameter teknis yang direncanakan, ruangan *cold storage* memiliki kapasitas sebesar 500 ton. Dari total kapasitas tersebut, batas daya tampung maksimal yang ditentukan adalah sebesar 80% dari kapasitas ruangan *cold storage*. Hal tersebut dikarenakan untuk memberikan ruangan untuk sirkulasi udara dan jalur untuk mobil forklift. Harga sewa penggunaan *cold storage* ditentukan sebesar Rp.500,- per kilogram ikan untuk setiap minggunya.

Tabel 4. 33. Perkiraan Nilai Pendapatan Berdasarkan Kapasitas *Cold Storage*

NO.	KAPASITAS <i>COLD STORAGE</i>		PENDAPATAN (Rp)	
	PERSENTASE	TON/BULAN	BULANAN	TAHUNAN
1.	40%	797	398.313.492,-	4.779.761.905,-
2.	50%	996	497.891.865,-	5.974.702.381,-
3.	60%	1.195	597.470.238,-	7.169.642.857,-
4.	80%	1.593	796.626.984,-	9.559.523.810,-

4.10.4 Analisis Kelayakan Investasi

Berdasarkan pertimbangan dari perkiraan nilai pendapatan dan keuntungan, maka perhitungan kelayakan investasi dilakukan dengan beberapa asumsi sebagai berikut:

- Perkiraan penetapan tingkat suku bunga pinjaman pada bank dalam rupiah rata-rata sebesar 12% per tahun.
- Perkiraan nilai rata-rata inflasi adalah sebesar 3,5% per tahun.
- Harga-harga yang ditetapkan adalah harga pada saat penelitian ini dilakukan dan kemungkinan masih akan terjadi kenaikan harga.
- Harga mesin dan peralatan sangat bervariasi tergantung oleh spesifikasi dan hasil negosiasi dengan pihak penjual.

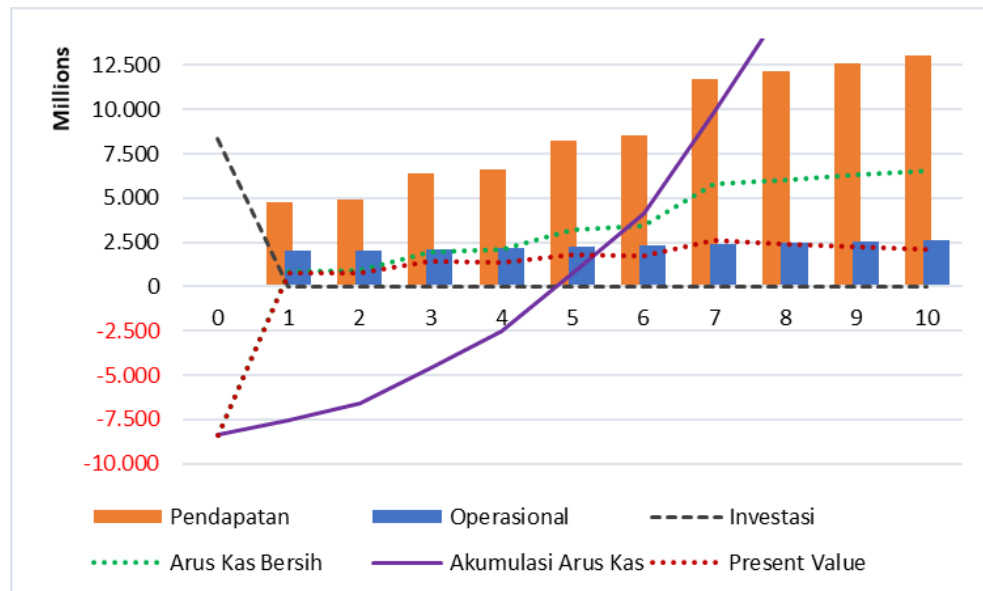
Berdasarkan perkiraan rencana investasi dan nilai pendapatan tersebut diatas, maka perhitungan analisis kelayakan investasi dapat dirincikan seperti pada Tabel 4. 34 berikut ini.

Tabel 4. 34. Analisis Kelayakan Investasi *Cold Storage* Sistem *Cascade*

URAIAN	TAHUN				
	0	1	2	9	10
Investasi					
Konstruksi Bangunan	3.445.656.300	-	-	-	-
Insulasi dan Unit Refrigerasi	3.107.288.800	-	-	-	-
Genset dan Instalasi Listrik	1.072.500.000	-	-	-	-
PPN (10%)	762.544.510	-	-	-	-
Total	8.387.989.610	-	-	-	-
Pembulatan	8.387.990.000	-	-	-	-
Produksi					
Kapasitas Terpakai (%)	-	40%	40%	80%	80%
Kapasitas (ton/bulan)	-	797	797	1.593	1.593
Kapasitas (ton/tahun)	-	9.560	9.560	19.119	19.119

Nilai Pendapatan					
Tarif (kg/minggu)	-	500	518	658	681
Pendapatan	-	4.779.761.905	4.947.053.571	12.588.067.341	13.028.649.698
Total	-	4.779.761.905	4.947.053.571	12.588.067.341	13.028.649.698
Beban Operasional					
Sewa Lahan	-	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000
Adm. Kantor	-	30.000.000	31.050.000	39.504.271	40.886.921
Daya Listrik	-	1.080.040.353	1.117.841.766	1.422.206.898	1.471.984.139
Telepon/Internet	-	24.000.000	24.840.000	31.603.417	32.709.536
Gaji Pegawai	-	338.000.000	349.830.000	445.081.454	460.659.305
Pemeliharaan	-	167.759.800	173.631.393	220.907.621	228.639.387
Promosi	-	48.000.000	49.680.000	63.206.834	65.419.073
Lain-lain	-	66.563.005	68.892.711	87.650.767	90.718.544
Total	-	1.994.363.159	2.055.765.869	2.550.161.261	2.631.016.906
Penghasilan					
EBITDA	-	2.785.398.746	2.891.287.702	10.037.906.080	10.397.632.793
Depresiasi	-	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000
EBIT	-	1.946.599.746	2.052.488.702	9.199.107.080	9.558.833.793
Setoran Bank	-	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457
EBT	-	502.480.289	608.369.246	7.754.987.623	8.114.714.336
Pajak	-	486.649.937	513.122.176	2.299.776.770	2.389.708.448
EAT	-	15.830.353	95.247.070	5.455.210.853	5.725.005.888
Jumlah Arus Kas					
Arus Kas Bersih	-8.387.990.000	854.629.353	934.046.070	6.294.009.853	6.563.804.888
Akumulasi Arus Kas	-8.387.990.000	-7.533.360.647	-6.599.314.577	22.236.269.017	28.800.073.905
Present Value (PV)	-8.387.990.000	763.061.922	744.615.808	2.269.683.050	2.113.369.504
NPV	8.862.059.863				
IRR	26.28%				
PBP	4,78				

Gambaran mengenai parameter ekonomi yang dianalisis pada investasi pembangunan *cold storage* kapasitas 500 Ton menggunakan sistem refrigerasi *cascade* dapat dilihat pada Gambar 4. 20.



Gambar 4. 20. Ilustrasi Analisis Kelayakan Investasi *Cold Storage* Sistem Refrigerasi *Cascade*

Berdasarkan Gambar 4. 20, dapat diamati bahwa parameter ekonomi seperti nilai investasi, pendapatan dan biaya operasional mempengaruhi pergerakan arus kas bersih, akumulasi arus kas dan *present value* (PV) setiap tahunnya dan terlihat bahwa pergerakan tersebut bernilai positif sehingga dapat kita ketahui investasi tersebut layak untuk dijalankan.

4.10.4.1 Metode Net Present Value (NPV)

Metode *Net Present Value* (NPV) merupakan sebuah metode penilaian atas sebuah investasi yang akan dilakukan dengan menitikberatkan pada nilai sekarang (*Present Value*) pengeluaran dibanding dengan nilai penerimaan sekarang. Dalam perhitungan ini digunakan *discount factor* sebesar 12% yang diperoleh dari *cost of capital* yang didasarkan pada *cost of debt*.

NPV dapat dikatakan layak jika $NPV \geq 0$. Perhitungan diatas menunjukkan hasil NPV yaitu sebesar 8.862.059.863. dari hasil tersebut maka investasi yang akan dilakukan layak untuk dilaksanakan.

4.10.4.2 Metode Internal Rate of Return (IRR)

Internal Rate of Return (IRR) merupakan metode yang digunakan untuk mengetahui *discount rate* yang menghasilkan NPV sama dengan nol. Jika hasil perhitungan IRR lebih besar dari *discount factor*, maka dapat dikatakan investasi yang akan dilakukan layak untuk dilakukan. Jika sama dengan *discount factor*, dikatakan investasi yang ditanamkan akan balik modal, sedangkan jika IRR lebih kecil dari *discount factor* maka investasi yang ditanamkan tidak layak.

Dari perhitungan di atas dapat diketahui bahwa nilai IRR yaitu sebesar 26,28%. Nilai tersebut lebih besar dibandingkan *cost of capital* yang sebesar 12%. Sehingga rencana investasi pembangunan *cold storage* dapat dikatakan layak.

4.10.4.3 Metode Payback Period (PBP)

Payback Period (PBP) merupakan salah satu metode yang digunakan untuk mengukur kelayakan suatu investasi. Metode ini digunakan untuk mengetahui berapa lama waktu yang digunakan untuk menutup kembali pengeluaran investasi awal dengan menggunakan arus kas masuk yang telah dihasilkan.

Berdasarkan hasil perhitungan, *Payback Period* atau masa pengembalian modal investasi yaitu selama 4,78 Tahun. Hal tersebut menunjukkan bahwa investasi yang direncanakan layak untuk dilaksanakan karena masa pengembalian lebih cepat dibanding umur ekonomis investasi tersebut yaitu selama 10 Tahun.

4.10.5 Perbandingan Nilai Investasi

Perbandingan parameter penilaian investasi pembangunan *cold storage* kapasitas 500 Ton antara sistem refrigerasi *cascade* dan sistem refrigerasi *single stage* dapat diamati pada Tabel 4. 35 berikut ini.

Tabel 4. 35. Perbandingan Parameter Penilaian Investasi

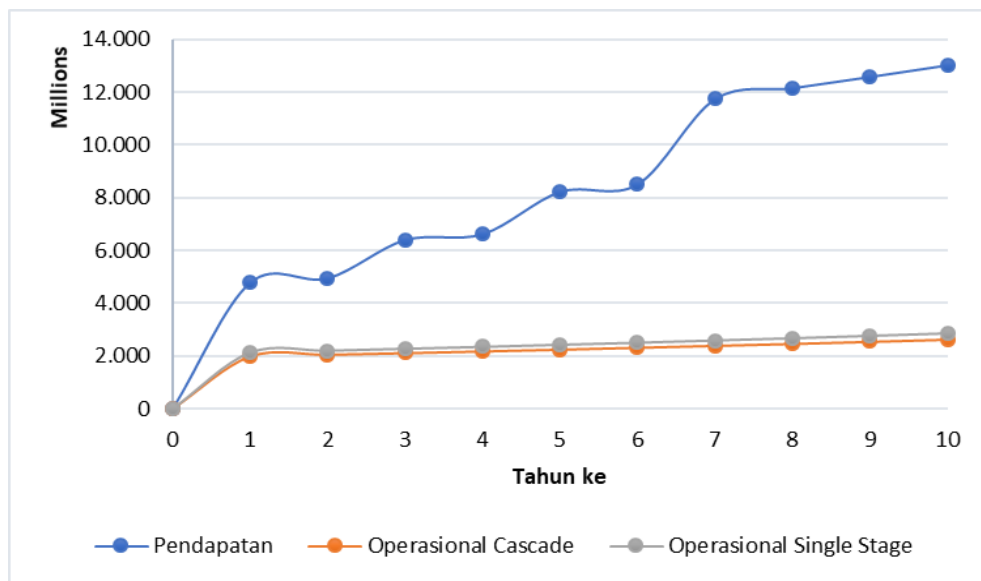
Parameter Penilaian	Jenis Investasi <i>Cold Storage</i>	
	<i>Cascade</i>	<i>Single Stage</i>
Nilai Investasi	8.387.990.000	7.976.830.000
Net Present Value (NPV)	8.862.059.863	8.863.291.428
Internal Rate of Return (IRR)	26,28 %	26,79 %
Payback Period (PBP)	4,78 Tahun	4,74 Tahun

Berdasarkan Tabel 4. 35, diketahui bahwa investasi pembangunan *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton antara sistem refrigerasi *cascade* dan sistem refrigerasi *single stage* memiliki perbedaan pada nilai investasi awal hasil penilaian investasinya. Pembangunan *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton yang menggunakan sistem refrigerasi *cascade* dengan nilai investasi Rp. 8.387.990.000,- menghasilkan NPV sebesar Rp. 8.862.059.863,- sedangkan IRR yang dihasilkan sebesar 26,28 % dengan *Payback Period* selama 4,78 Tahun. Sedangkan Pembangunan *cold storage* ikan kapasitas 500 Ton yang menggunakan sistem refrigerasi *single stage* dengan nilai investasi Rp. 7.976.830.000,- menghasilkan NPV sebesar Rp. 8.863.291.428,- sedangkan IRR yang dihasilkan sebesar 26,79 % dengan *Payback Period* selama 4,74 Tahun.

4.10.5.1 Perbandingan Pendapatan dan Biaya Operasional

Perbandingan pendapatan dan biaya operasional investasi pembangunan *cold storage* kapasitas 500 Ton antara sistem refrigerasi *cascade* dan sistem refrigerasi *single stage* dapat diamati pada Gambar 4. 21.

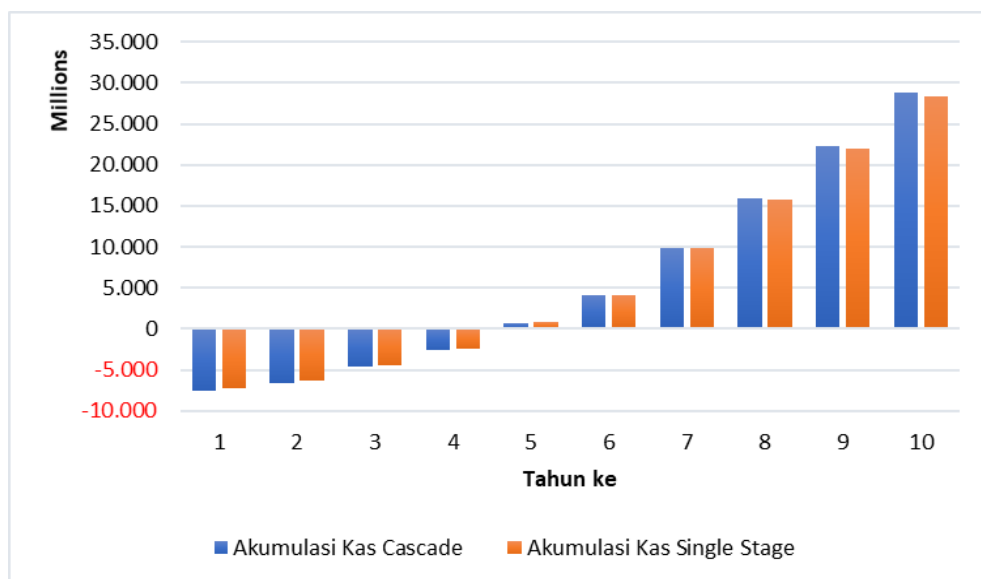
Berdasarkan Gambar 4. 21, dapat diamati bahwa biaya operasional yang dibutuhkan oleh sistem refrigerasi *cascade* lebih rendah apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single stage*. Dengan nilai pendapatan yang sama, dapat dikatakan bahwa investasi *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* lebih menguntungkan karena biaya operasional yang lebih rendah apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single stage*.



Gambar 4. 21. Perbandingan Pendapatan dan Biaya Operasional Investasi *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton.

4.10.5.2 Perbandingan Akumulasi Arus Kas

Perbandingan akumulasi arus kas investasi pembangunan *cold storage* kapasitas 500 Ton antara sistem refrigerasi *cascade* dan sistem refrigerasi *single stage* dapat diamati pada Gambar 4. 22.

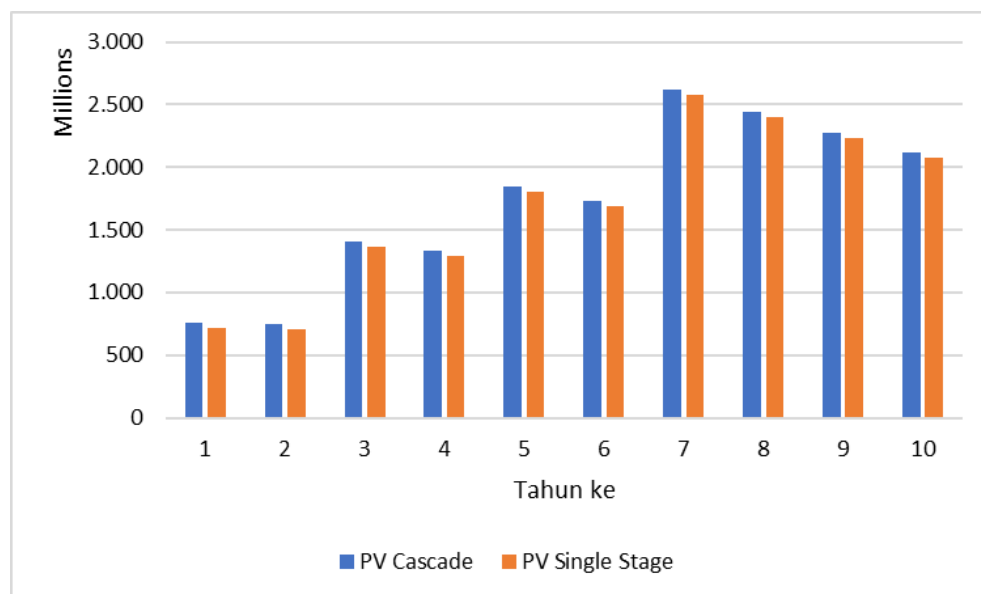


Gambar 4. 22. Perbandingan Akumulasi Arus Kas Investasi *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton.

Pada Gambar 4. 22, dapat diperlihatkan bahwa perkembangan akumulasi arus kas yang dihasilkan oleh sistem refrigerasi *cascade* per tahunnya lebih tinggi apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single stage*.

4.10.5.3 Perbandingan *Present Value* (PV)

Perbandingan *Present Value* (PV) investasi pembangunan *cold storage* kapasitas 500 Ton antara sistem refrigerasi *cascade* dan sistem refrigerasi *single stage* dapat diamati pada Gambar 4. 23.



Gambar 4. 23. Perbandingan *Present Value* (PV) Kas Investasi *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton.

Pada Gambar 4. 23 diperlihatkan bahwa *Present Value* (PV) per tahun yang dihasilkan oleh sistem refrigerasi *cascade* lebih tinggi apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single stage*.

Berdasarkan beberapa perbandingan tersebut diatas dapat disimpulkan bahwa investasi *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade* lebih menguntungkan apabila dilihat dari lebih rendahnya kebutuhan biaya operasional, sehingga menghasilkan akumulasi arus kas dan PV yang lebih tinggi apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi *single stage*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 5

KESIMPULAN

Berdasarkan pembahasan yang sudah dijelaskan pada Bab 4, maka diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Sistem refrigerasi *cascade* yang dirancang terdiri dari dua sistem refrigerasi kompresi uap yang meliputi sirkuit sisi rendah (*Low Side*) dan sirkuit sisi tinggi (*High Side*) yang dihubungkan secara termal dengan alat penukar panas *cascade*. Komponen sirkuit *Low Side* terdiri dari kompresor, kondensor *cascade*, katup ekspansi, evaporator, dan dilengkapi dengan komponen bantu lainnya serta komponen pengontrol dan pengaman. Sedangkan komponen sirkuit *High Side* terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi, evaporator *cascade*, dan dilengkapi dengan komponen bantu lainnya serta komponen pengontrol dan pengaman. Parameter dari kondisi operasi yang dirancang terdiri dari temperatur evaporator = $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatur kondensor *cascade* = $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatur evaporator *cascade* = $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, dan temperatur kondensor = $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Refrigeran yang dipilih sebagai media pendingin pada sistem refrigerasi *cascade* dalam penelitian ini didasarkan pada dua permasalahan lingkungan utama yaitu penipisan ozon dan pemanasan global, sehingga yang memenuhi dalam kriteria tersebut adalah jenis refrigeran alami yang terdiri dari R290, R1270, R717 dan R744. Kombinasi refrigeran yang disimulasikan meliputi pasangan R290/R717, R1270/R717, R744/R717, R744/R1270, dan R744/R290.
2. Berdasarkan analisis termodinamika yang dilakukan dengan bantuan perangkat lunak *Engineering Equation Solver* (EES) terhadap beberapa variasi kombinasi refrigeran didapatkan nilai COP masing-masing untuk R290/R717 sebesar 2,675; R1270/R717 sebesar 2,674; R744/R717 sebesar 2,558; R744/R1270 sebesar 2,428; dan R744/R290 sebesar 2,426. Simulasi terhadap variasi parameter perancangan sistem refrigerasi *cascade* yang meliputi temperatur evaporator, temperatur kondensor, dan temperatur evaporator *cascade*, diketahui bahwa sistem refrigerasi *cascade* dengan pasangan refrigeran

hidrokarbon (R290 dan R1270) pada sirkuit *Low Side* dan refrigeran amonia (R717) pada sirkuit *High Side* memiliki COP yang lebih tinggi masing-masing bernilai 2,675 dan 2,674 apabila dibandingkan dengan tiga pasangan refrigeran lain yang masing-masing bernilai 2,558; 2,428 dan 2,426. Sementara itu apabila ditinjau dari aspek standar keamanan sistem dan pertimbangan koefisien performa, pasangan refrigeran R744/R717 menjadi pilihan yang tepat untuk diaplikasikan pada *cold storage* dengan sistem refrigerasi *cascade*.

3. Analisis ekonomi pada investasi pembangunan cold storage dengan sistem refrigerasi *cascade* dilakukan melalui tiga metode yaitu *Net Present Value* (NPV), *Internal Rate of Return* (IRR) dan *Payback Period* (PBP). Berdasarkan analisis yang telah dilakukan melalui metode *Net Present Value* (NPV), investasi tersebut menghasilkan NPV sebesar 8.862.059.863 sehingga dikatakan layak dan menguntungkan, jika dibandingkan dengan nilai NPV bernilai 0 yang hanya menghasilkan pengembalian modal tanpa keuntungan. Sedangkan penilaian dengan metode *Internal Rate Return* (IRR) menghasilkan nilai 26,28%, yakni lebih tinggi dari *cost of capital* sebesar 12% sehingga dikatakan layak dan memiliki manfaat (*benefit*) secara finansial. Sementara itu berdasarkan metode *Payback Periode* (PBP) didapatkan pengembalian modal investasi selama 4,78 tahun dan dikatakan layak karena masa pengembalian lebih cepat dibandingkan dengan umur ekonomis investasi selama 10 tahun.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, W. dan Saito, H. (2005), “Penyegaran Udara, PT”, *Pradya Pramita*, Jakarta.
- ASHRAE. (2009), “Position Document on Natural Refrigerants”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc Georgia, USA.
- ASHRAE, A.H. (2017), “Fundamentals (SI edition)”, *Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers*.
- Bhardia, B.J., Sunasara, S.R. dan Makadia, J.J. (2013), “Theoretical Aspect of Thermodynamic analysis of Cascade Refrigeration System : A Review”, No. 2277, hal. 194–196.
- Bolaji, B.O. dan Huan, Z. (2013), “Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, Vol. 18, hal. 49–54.
- Bryant, A.C. (1998), *Refrigeration Equipment A servicing and installation handbook*, diedit oleh Bryant, A.C.B.T.-R.E. (Second E., Newnes, Oxford, tersedia pada:<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-075063688-9/50002-2>.
- Cengel, Y.A. dan Boles, M.A. (2015), *An Engineering Approach*, Eighth Edi., McGraw-Hill Education, New York, tersedia pada:<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
- Diniardi, E. dan Mulyadi, M. (2017), “Perancangan Cold Storage untuk Produk Kedelai dengan Kapasitas 2410 Ton/hari”, *JTT (Jurnal Teknologi Terpadu)*, Vol. 5 No. 2, hal. 146–150.
- Dossat, R.J. dan Horan, T.J. (1961), *Principles of refrigeration*, Vol. 3, Wiley.
- EES. (2013), “Engineering Equation Solver”, fChart Software Inc.

- EN 378-1, B.S. (2016), “Refrigerating Systems and Heat Pumps–Safety and Environmental Requirements”, BSI.
- Fitri, S.P., Zaman, M.B., Priyanta, D. dan Hidayat, M. (2017), “Application Waste Sawdust as Mixed Polyurethane Insulation in Traditional Cold Storage of Fishing Vessel”, *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research*, Vol. 1 No. 2.
- Getu, H.M. dan Bansal, P.K. (2008), “Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system”, *International journal of refrigeration*, Elsevier, Vol. 31 No. 1, hal. 45–54.
- Harman, H., Mukhlis, A. dan Hamarung, H. (2017), “ANALISIS EKSPERIMEN PENGGUNAAN REFRIJERAN R22, R32, DAN CAMPURAN R502-R407C UNTUK MENGETAHUI KINERJA AC SPLIT”, *DINAMIKA–Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, Vol. 9 No. 1.
- Ibrahim Yacob, H.M. (2003), “Studi Kelayakan Bisnis Edisi Revisi”, Jakarta. PT. Rineka.
- Ichsan, M.M. dan Putra, A.B.K. (2013), “Studi Variasi Beban Pendinginan pada Evaporator pada Low Stage Sistem Refrigerasi Cascade R22-404A”, *Jurnal Teknik ITS*, Vol. 2 No. 1, hal. B41–B46.
- Ilyas, S. (1993), “Teknologi Refrigerasi Hasil Perikanan. Jilid II. Teknik Pembekuan Ikan”, Jakarta: Penerbit. CV. Paripurna.
- Jankovich, D. dan Osman, K. (2015), “A feasibility analysis of replacing the standard ammonia refrigeration device with the cascade NH₃/CO₂ refrigeration device in the food industry”, *Thermal Science*, Vol. 19 No. 5, hal. 1821–1833.
- Kasi, M.P. (2015), “Simulation of Thermodynamic Analysis of Cascade Refrigeration System with Alternative Refrigerants”, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, Vol. 6 No. 1, hal. 71–91.

- Kasmir dan Jakfar. (2012), “Studi Kelayakan Bisnis”, *Jakarta: Kencana*.
- Kolbe, E., Kramer, D.E. dan Junker, J. (2006), *Planning seafood cold storage*, Alaska Sea Grant College Program, University of Alaska Fairbanks Fairbanks, AK.
- Lommers, C.A. dan Airah, F. (2003), “Air conditioning and refrigeration industry refrigerant selection guide”, *Report AIRAH*.
- Merdiagung, M.M., Prastowo, H.H. dan Nugroho, T.F. (2014), “Modifikasi Kinerja Cold Storage 10 Ton Menggunakan CFD (Computational Fluid Dynamic)”, *Jurnal Teknik ITS*, Vol. 3 No. 1, hal. G4–G7.
- Miller, R. dan Miller, M.R. (2006), *Air conditioning and refrigeration*, McGraw-Hill New York.
- Prabhune, C.L. (2017), “Design And Development Of Cascade Refrigeration System”.
- Safitra, A.G. dan Putra, A.B.K. (2013), “Studi Variasi Beban Pendinginan Di Evaporator Low Stage Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Heat Exchanger Tipe Concentric Tube Dengan Fluida Kerja Refrigeran Muscicol-22 Di High Stage Dan R-404a Di Low Stage”, *Jurnal Teknik ITS*, Vol. 2 No. 1, hal. B95–B100.
- Subagia, I.W.A. dan Susila, I.D.M. (2017), “PENGARUH VARIASI DIAMETER PIPA KAPILER PADA SIKLUS TEMPERATUR RENDAH TERHADAP PERFORMANSI TRAINER UNIT SISTEM REFRIGERASI CASCADE”, *LOGIC Jurnal Rancang Bangun dan Teknologi*, Vol. 16 No. 3, hal. 171.
- Syaka, D.R.B., Nasruddin, N. dan Saputra, L. (2016), “CAMPURAN KARBONDIOKSIDA DAN PROPANE SEBAGAI REFRIGERAN TEMPERATUR RENDAH RAMAH LINGKUNGAN PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE”, *Ketenagalistrikan dan Energi Terbarukan*, Vol. 9 No. 1, hal. 61–68.

- Trott, A.R. dan Welch, T.C. (1999), *Refrigeration and air conditioning*, Butterworth-Heinemann.
- Umar, H. (2005), *Metode Penelitian Untuk Skripsi dan Tesis Bisnis*, PT. Raja Grafindo Persada, Jakarta.
- Welch, T. (2008), “CIBSE Knowledge Series: KS13–Refrigeration”, CIBSE Publications.
- Whitman, B., Johnson, B., Tomczyk, J. dan Silberstein, E. (2012), *Refrigeration and air conditioning technology*, Cengage Learning.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Diagram Tekanan – Entalpi Refrigeran

30.34

2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

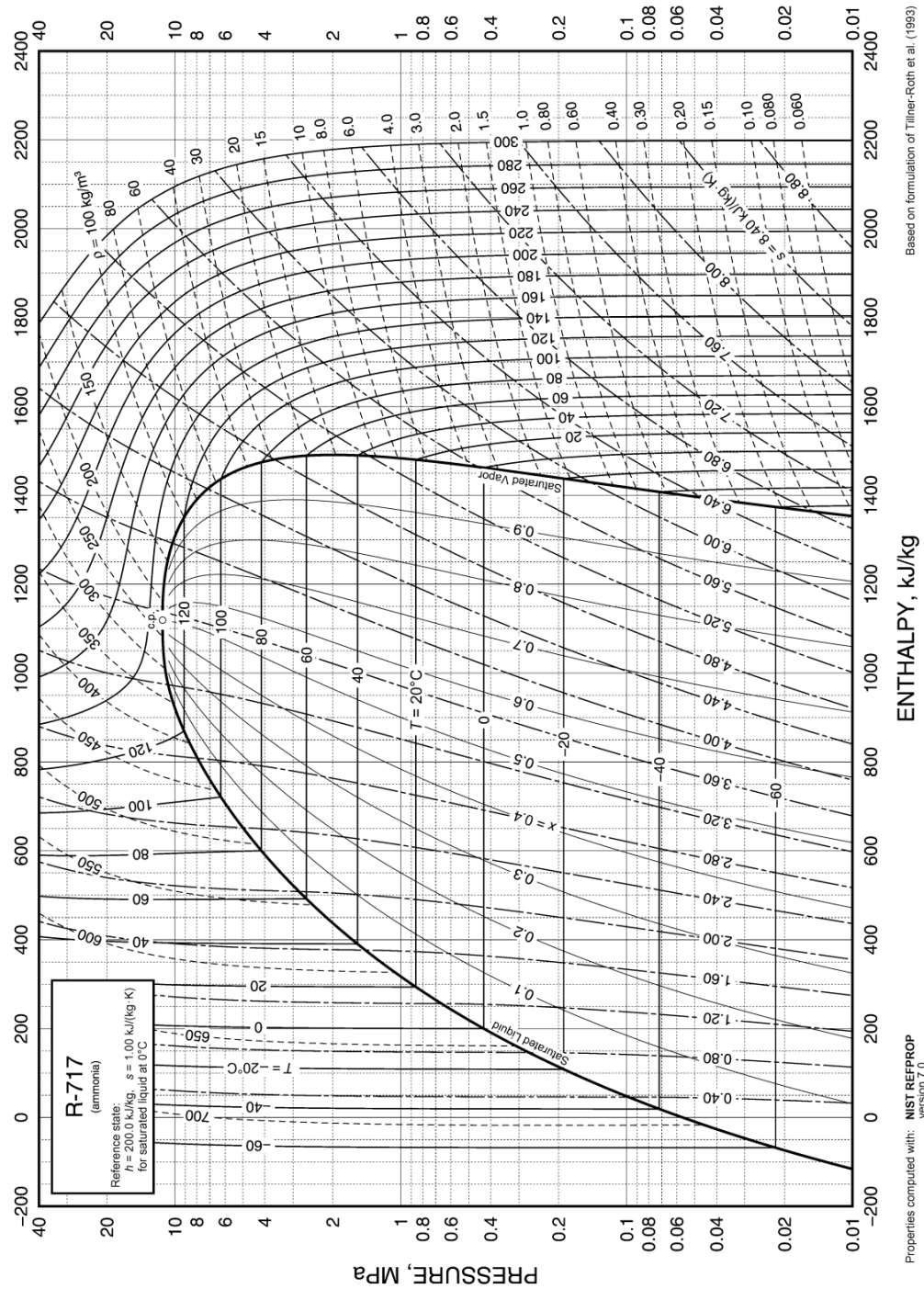


Fig. 16 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717 (Ammonia)

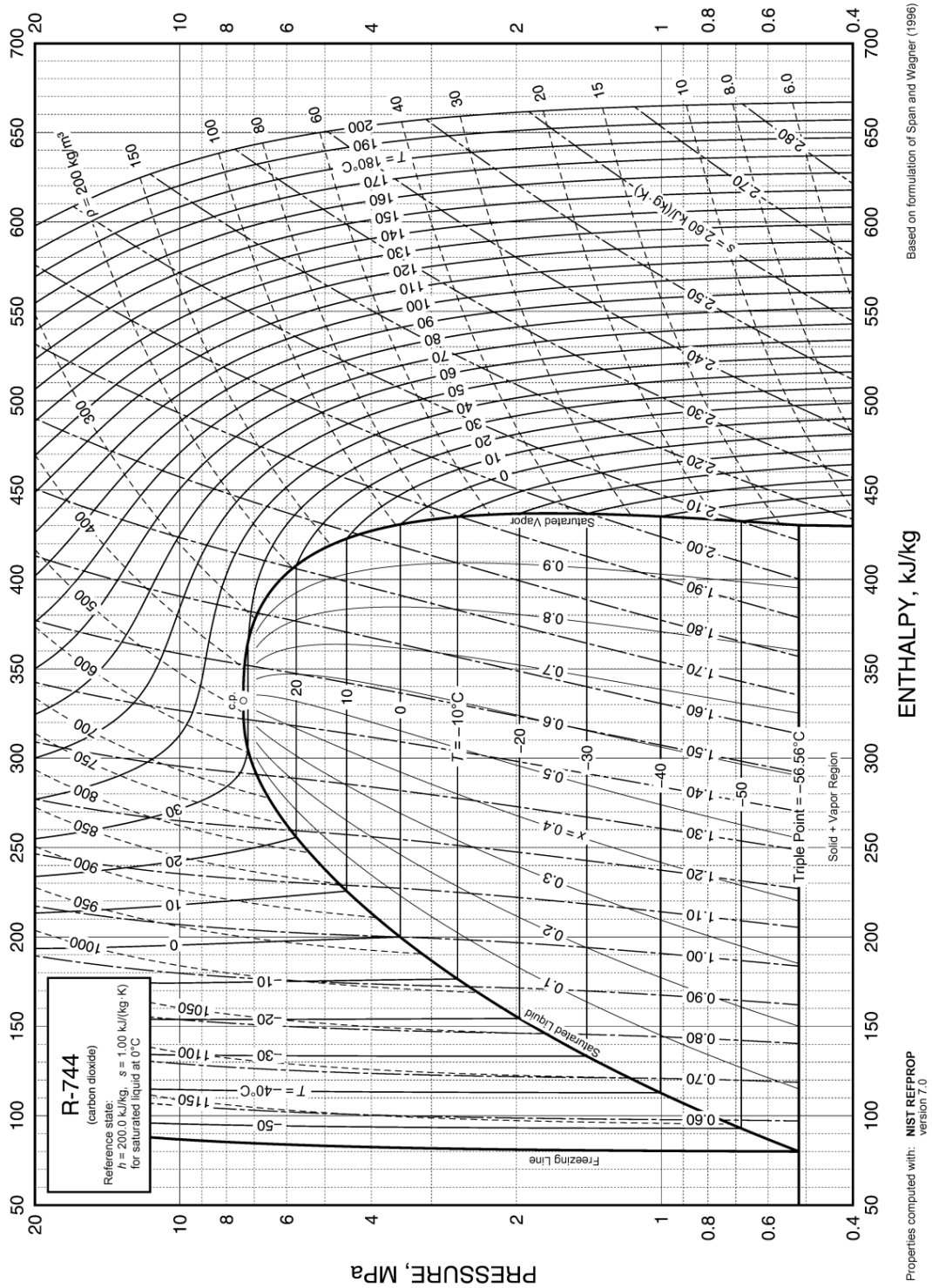


Fig. 18 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 744 (Carbon Dioxide)

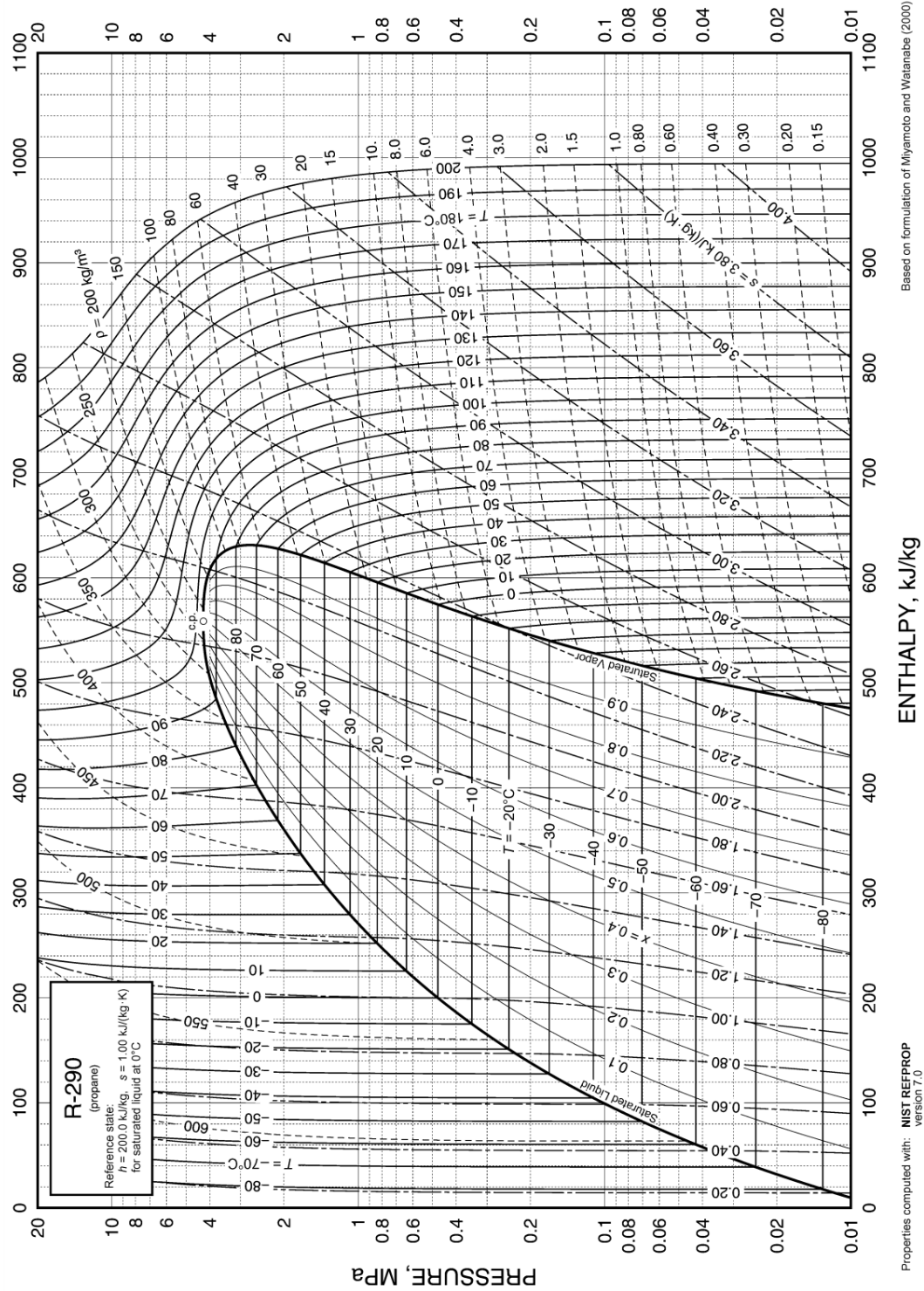


Fig. 21 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 290 (Propane)

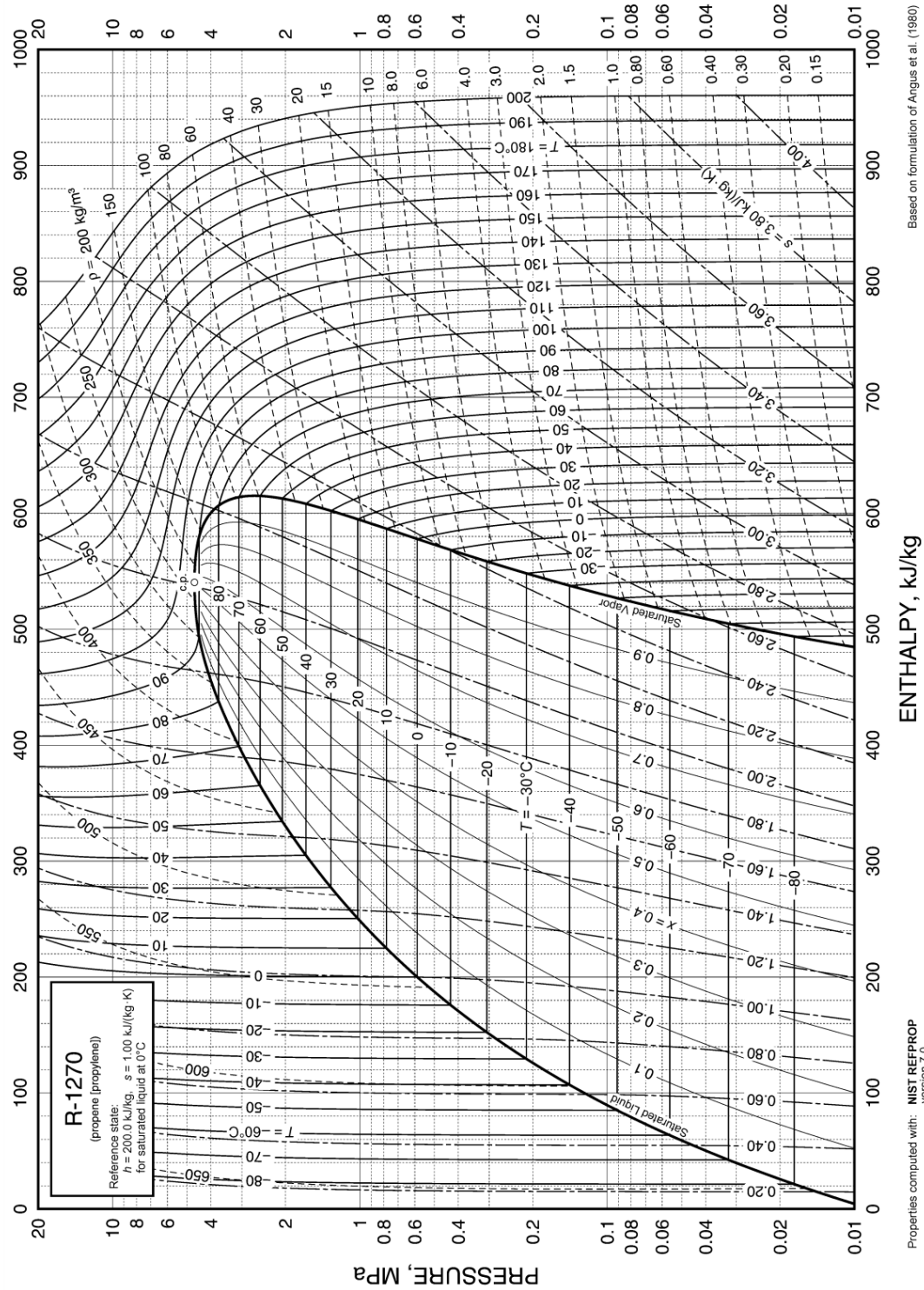


Fig. 25 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 1270 (Propylene)

Lampiran 2. Properti Termofisik Refrigeran

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.35

Refrigerant 717 (Ammonia) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-77.65 ^a	0.00609	732.9	15.602	-143.15	1341.23	-0.4716	7.1213	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819.0	19.64	62.26	-77.65
-70	0.01094	724.7	9.0079	-110.81	1355.55	-0.3094	6.9088	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475.0	7.03	792.1	19.73	59.10	-70
-60	0.02189	713.6	4.7057	-68.06	1373.73	-0.1040	6.6602	4.303	2.125	1.330	1967	368.4	391.3	7.30	757.0	19.93	55.05	-60
-50	0.04084	702.1	2.6277	-24.73	1391.19	0.0945	6.4396	4.360	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722.3	20.24	51.11	-50
-40	0.07169	690.2	1.5533	19.17	1407.76	0.2867	6.2425	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688.1	20.64	47.26	-40
-38	0.07971	687.7	1.4068	28.01	1410.96	0.3245	6.2056	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681.4	20.73	46.51	-38
-36	0.08845	685.3	1.2765	36.88	1414.11	0.3619	6.1694	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	674.6	20.83	45.75	-36
-34	0.09795	682.8	1.1604	45.77	1417.23	0.3992	6.1339	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	667.9	20.93	45.00	-34
-33.33 ^b	0.10133	682.0	1.1242	48.76	1418.26	0.4117	6.1221	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	665.7	20.97	44.75	-33.33
-32	0.10826	680.3	1.0567	54.67	1420.29	0.4362	6.0992	4.455	2.308	1.349	1759	387.0	250.8	8.09	661.3	21.04	44.26	-32
-30	0.11943	677.8	0.96396	63.60	1423.31	0.4730	6.0651	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	654.6	21.15	43.52	-30
-28	0.13151	675.3	0.88082	72.55	1426.28	0.5096	6.0317	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237.6	8.21	648.0	21.26	42.78	-28
-26	0.14457	672.8	0.80614	81.52	1429.21	0.5460	5.9989	4.484	2.363	1.355	1716	390.2	231.4	8.27	641.5	21.38	42.05	-26
-24	0.15864	670.3	0.73896	90.51	1432.08	0.5821	5.9667	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	225.5	8.33	634.9	21.51	41.32	-24
-22	0.17379	667.7	0.67840	99.52	1434.91	0.6180	5.9351	4.504	2.403	1.360	1687	392.2	219.8	8.39	628.4	21.63	40.60	-22
-20	0.19008	665.1	0.62373	108.55	1437.68	0.6538	5.9041	4.514	2.425	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622.0	21.77	39.88	-20
-18	0.20756	662.6	0.57428	117.60	1440.39	0.6893	5.8736	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	615.5	21.90	39.16	-18
-16	0.22630	660.0	0.52949	126.67	1443.06	0.7246	5.8437	4.534	2.469	1.368	1645	395.0	204.2	8.57	609.1	22.05	38.45	-16
-14	0.24637	657.3	0.48885	135.76	1445.66	0.7597	5.8143	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	602.8	22.19	37.74	-14
-12	0.26782	654.7	0.45192	144.88	1448.21	0.7946	5.7853	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596.4	22.35	37.04	-12
-10	0.29071	652.1	0.41830	154.01	1450.70	0.8293	5.7569	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590.1	22.50	36.34	-10
-8	0.31513	649.4	0.38767	163.16	1453.14	0.8638	5.7289	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	583.9	22.67	35.65	-8
-6	0.34114	646.7	0.35970	172.34	1455.51	0.8981	5.7013	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	577.7	22.83	34.96	-6
-4	0.36880	644.0	0.33414	181.54	1457.81	0.9323	5.6741	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	571.5	23.00	34.27	-4
-2	0.39819	641.3	0.31074	190.76	1460.06	0.9662	5.6474	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565.3	23.18	33.59	-2
0	0.42938	638.6	0.28930	200.00	1462.24	1.0000	5.6210	4.617	2.680	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559.2	23.37	32.91	0
2	0.46246	635.8	0.26962	209.27	1464.35	1.0336	5.5951	4.628	2.710	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553.1	23.55	32.24	2
4	0.49748	633.1	0.25153	218.55	1466.40	1.0670	5.5695	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547.1	23.75	31.57	4
6	0.53453	630.3	0.23489	227.87	1468.37	1.1003	5.5442	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541.1	23.95	30.91	6
8	0.57370	627.5	0.21956	237.20	1470.28	1.1334	5.5192	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.30	535.1	24.15	30.24	8
10	0.61505	624.6	0.20543	246.57	1472.11	1.1664	5.4946	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153.0	9.36	529.1	24.37	29.59	10
12	0.65866	621.8	0.19237	255.95	1473.88	1.1992	5.4703	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523.2	24.58	28.94	12
14	0.70463	618.9	0.18031	265.37	1475.56	1.2318	5.4463	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517.3	24.81	28.29	14
16	0.75303	616.0	0.16914	274.81	1477.17	1.2643	5.4226	4.716	2.951	1.440	1414	404.2	144.0	9.55	511.5	25.04	27.65	16
18	0.80395	613.1	0.15879	284.28	1478.70	1.2967	5.3991	4.730	2.990	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	505.6	25.27	27.01	18
20	0.85748	610.2	0.14920	293.78	1480.16	1.3289	5.3759	4.745	3.030	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	499.9	25.52	26.38	20
22	0.91369	607.2	0.14029	303.31	1481.53	1.3610	5.3529	4.760	3.071	1.460	1370	404.8	135.6	9.74	494.1	25.77	25.75	22
24	0.97268	604.3	0.13201	312.87	1482.82	1.3929	5.3301	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133.0	9.80	488.4	26.03	25.12	24
26	1.03450	601.3	0.12431	322.47	1484.02	1.4248	5.3076	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	482.7	26.29	24.50	26
28	1.09930	598.2	0.11714	332.09	1485.14	1.4565	5.2853	4.810	3.203	1.484	1324	405.0	127.9	9.93	477.0	26.57	23.89	28
30	1.16720	595.2	0.11046	341.76	1486.17	1.4881	5.2631	4.828	3.250	1.492	1309	404.9	125.5	10.00	471.4	26.85	23.28	30
32	1.23820	592.1	0.10422	351.45	1487.11	1.5196	5.2412	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.06	465.7	27.14	22.67	32
34	1.31240	589.0	0.09840	361.19	1487.95	1.5509	5.2194	4.867	3.349	1.510	1279	404.7	120.7	10.13	460.1	27.43	22.07	34
36	1.39000	585.8	0.09296	370.96	1488.70	1.5822	5.1978	4.888	3.401	1.520	1263	404.5	118.4	10.19	454.6	27.74	21.47	36
38	1.47090	582.6	0.08787	380.78	1489.36	1.6134	5.1763	4.909	3.455	1.530	1248	404.3	116.2	10.26	449.1	28.05	20.88	38
40	1.55540	579.4	0.08310	390.64	1489.91	1.6446	5.1549	4.932	3.510	1.541	1232	404.0	114.0	10.33	443.5	28.38	20.29	40
42	1.64350	576.2	0.07863	400.54	1490.36	1.6756	5.1337	4.956	3.568	1.553	1216	403.7	111.9	10.39	438.0	28.71	19.71	42
44	1.73530	572.9	0.07445	410.48	1490.70	1.7065	5.1126	4.981	3.628	1.565	1201	403.3	109.8	10.46	432.6	29.06	19.13	44
46	1.83100	569.6	0.07052	420.48	1490.94	1.7374	5.0915	5.007	3.691	1.577	1185	402.9	107.8	10.53	427.1	29.41	18.56	46
48	1.93050	566.3	0.06682	430.52	1491.06	1.7683	5.0706	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.60	421.7	29.78	17.99	48
50	2.03400	562.9	0.06335	440.62	1491.07	1.7990	5.0497	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.67	416.3	30.16	17.43	50
55	2.31110	554.2	0.05554	466.10	1490.57	1.8758	4.9977	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99.0	10.86	402.9	31.16	16.04	55
60	2.61560	545.2	0.04880	491.97	1489.27	1.9523	4.9458	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.05	389.6	32.26	14.69	60
65	2.94910	536.0	0.04296	518.26	1487.09	2.0288	4.8939	5.341	4.438	1.739	1028	396.0	90.1	11.25	376.4	33.47	13.37	65
70	3.31350	526.3	0.03787	545.04	1483.94	2.1054	4.8415.											

Refrigerant 744 (Carbon Dioxide) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		C _p /c _v Vapor	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-56.56 ^a	0.51796	1178.5	0.07267	80.04	430.42	0.5213	2.1390	1.953	0.909	1.444	976	222.8	256.7	10.95	180.6	11.01	17.16	-56.56
-50	0.68234	1154.6	0.05579	92.94	432.68	0.5794	2.1018	1.971	0.952	1.468	928	223.4	229.3	11.31	172.1	11.58	15.53	-50
-48	0.73949	1147.1	0.05162	96.90	433.29	0.5968	2.0909	1.978	0.967	1.477	914	223.5	221.6	11.42	169.5	11.76	15.04	-48
-46	0.80015	1139.6	0.04782	100.88	433.86	0.6142	2.0801	1.985	0.982	1.486	900	223.6	214.3	11.53	166.9	11.95	14.56	-46
-44	0.86445	1132.0	0.04435	104.87	434.39	0.6314	2.0694	1.993	0.998	1.496	885	223.6	207.2	11.64	164.4	12.14	14.07	-44
-42	0.93252	1124.2	0.04118	108.88	434.88	0.6486	2.0589	2.002	1.015	1.507	871	223.6	200.3	11.75	161.8	12.34	13.60	-42
-40	1.00450	1116.4	0.03828	112.90	435.32	0.6656	2.0485	2.012	1.033	1.518	856	223.5	193.8	11.87	159.3	12.54	13.12	-40
-38	1.08050	1108.5	0.03562	116.95	435.72	0.6826	2.0382	2.022	1.052	1.530	842	223.4	187.4	11.98	156.8	12.75	12.65	-38
-36	1.16070	1100.5	0.03318	121.01	436.07	0.6995	2.0281	2.033	1.072	1.544	827	223.2	181.3	12.10	154.3	12.97	12.18	-36
-34	1.24520	1092.4	0.03093	125.10	436.37	0.7163	2.0180	2.045	1.094	1.558	813	223.1	175.4	12.22	151.8	13.20	11.72	-34
-32	1.33420	1084.1	0.02886	129.20	436.62	0.7331	2.0079	2.059	1.116	1.573	798	222.8	169.7	12.34	149.3	13.43	11.26	-32
-30	1.42780	1075.7	0.02696	133.34	436.82	0.7498	1.9980	2.073	1.141	1.590	783	222.5	164.2	12.46	146.9	13.68	10.80	-30
-28	1.52610	1067.2	0.02519	137.50	436.96	0.7665	1.9880	2.089	1.166	1.608	768	222.2	158.9	12.59	144.4	13.94	10.35	-28
-26	1.62930	1058.6	0.02356	141.69	437.04	0.7831	1.9781	2.105	1.194	1.627	753	221.8	153.8	12.72	141.9	14.20	9.90	-26
-24	1.73750	1049.8	0.02205	145.91	437.06	0.7997	1.9683	2.124	1.223	1.648	738	221.4	148.8	12.85	139.5	14.49	9.46	-24
-22	1.85090	1040.8	0.02065	150.16	437.01	0.8163	1.9584	2.144	1.255	1.671	723	220.9	144.0	12.98	137.1	14.78	9.02	-22
-20	1.96960	1031.7	0.01934	154.45	436.89	0.8328	1.9485	2.165	1.289	1.696	708	220.4	139.3	13.12	134.6	15.09	8.59	-20
-19	2.03100	1027.0	0.01873	156.61	436.81	0.8411	1.9436	2.177	1.307	1.709	700	220.1	137.1	13.18	133.4	15.25	8.37	-19
-18	2.09380	1022.3	0.01813	158.77	436.70	0.8494	1.9386	2.189	1.326	1.723	692	219.8	134.8	13.26	132.2	15.42	8.16	-18
-17	2.15810	1017.6	0.01756	160.95	436.58	0.8576	1.9337	2.201	1.346	1.738	684	219.5	132.6	13.33	131.0	15.59	7.95	-17
-16	2.22370	1012.8	0.01700	163.14	436.44	0.8659	1.9287	2.215	1.366	1.753	676	219.2	130.4	13.40	129.8	15.77	7.74	-16
-15	2.29080	1008.0	0.01647	165.34	436.27	0.8742	1.9237	2.228	1.388	1.768	668	218.8	128.3	13.47	128.6	15.95	7.53	-15
-14	2.35930	1003.1	0.01595	167.55	436.09	0.8825	1.9187	2.243	1.410	1.785	660	218.5	126.2	13.55	127.4	16.14	7.32	-14
-13	2.42940	998.1	0.01545	169.78	435.89	0.8908	1.9137	2.258	1.433	1.802	651	218.1	124.1	13.63	126.2	16.34	7.11	-13
-12	2.50100	993.1	0.01497	172.01	435.66	0.8991	1.9086	2.273	1.457	1.821	643	217.7	122.0	13.70	125.0	16.54	6.90	-12
-11	2.57400	988.1	0.01450	174.26	435.41	0.9074	1.9036	2.290	1.483	1.840	635	217.4	120.0	13.78	123.8	16.74	6.70	-11
-10	2.64870	982.9	0.01405	176.52	435.14	0.9157	1.8985	2.307	1.509	1.860	626	216.9	118.0	13.86	122.5	16.96	6.50	-10
-9	2.72490	977.7	0.01361	178.80	434.84	0.9240	1.8934	2.325	1.537	1.881	617	216.5	116.1	13.95	121.3	17.18	6.29	-9
-8	2.80270	972.5	0.01319	181.09	434.51	0.9324	1.8882	2.345	1.566	1.904	609	216.1	114.1	14.03	120.1	17.42	6.09	-8
-7	2.88210	967.1	0.01278	183.39	434.17	0.9408	1.8830	2.365	1.597	1.927	600	215.6	112.2	14.12	118.9	17.66	5.89	-7
-6	2.96320	961.7	0.01238	185.71	433.79	0.9491	1.8778	2.386	1.629	1.952	591	215.2	110.3	14.20	117.7	17.91	5.70	-6
-5	3.04590	956.2	0.01200	188.05	433.38	0.9576	1.8725	2.408	1.663	1.979	582	214.7	108.4	14.30	116.5	18.17	5.50	-5
-4	3.13030	950.6	0.01162	190.40	432.95	0.9660	1.8672	2.432	1.699	2.007	573	214.2	106.6	14.39	115.3	18.44	5.30	-4
-3	3.21640	945.0	0.01126	192.77	432.48	0.9744	1.8618	2.457	1.737	2.037	564	213.7	104.8	14.48	114.1	18.73	5.11	-3
-2	3.30420	939.2	0.01091	195.16	431.99	0.9829	1.8563	2.484	1.777	2.068	555	213.1	102.9	14.58	112.9	19.03	4.92	-2
-1	3.39380	933.4	0.01057	197.57	431.46	0.9914	1.8509	2.512	1.819	2.102	546	212.6	101.2	14.68	111.6	19.34	4.73	-1
0	3.48510	927.4	0.01024	200.00	430.89	1.0000	1.8453	2.542	1.865	2.138	536	212.0	99.4	14.79	110.4	19.67	4.54	0
1	3.57830	921.4	0.00992	202.45	430.29	1.0086	1.8397	2.574	1.913	2.176	527	211.5	97.6	14.89	109.2	20.02	4.35	1
2	3.67330	915.2	0.00961	204.93	429.65	1.0172	1.8340	2.609	1.965	2.218	518	210.9	95.9	15.00	108.0	20.38	4.17	2
3	3.77010	909.0	0.00931	207.43	428.97	1.0259	1.8282	2.645	2.020	2.262	508	210.3	94.2	15.12	106.8	20.76	3.99	3
4	3.86880	902.6	0.00901	209.95	428.25	1.0346	1.8223	2.685	2.080	2.309	499	209.6	92.5	15.24	105.5	21.17	3.80	4
5	3.96950	896.0	0.00872	212.50	427.48	1.0434	1.8163	2.727	2.144	2.360	489	209.0	90.8	15.36	104.3	21.60	3.62	5
6	4.07200	889.4	0.00845	215.08	426.67	1.0523	1.8102	2.772	2.213	2.416	480	208.3	89.1	15.49	103.1	22.06	3.45	6
7	4.17650	882.6	0.00817	217.69	425.81	1.0612	1.8041	2.822	2.289	2.476	470	207.6	87.5	15.62	101.8	22.54	3.27	7
8	4.28310	875.6	0.00791	220.34	424.89	1.0702	1.7977	2.875	2.370	2.541	460	206.9	85.8	15.76	100.6	23.06	3.10	8
9	4.39160	868.4	0.00765	223.01	423.92	1.0792	1.7913	2.934	2.460	2.612	451	206.2	84.2	15.91	99.4	23.61	2.93	9
10	4.50220	861.1	0.00740	225.73	422.88	1.0884	1.7847	2.998	2.558	2.690	441	205.4	82.6	16.06	98.1	24.21	2.76	10
11	4.61490	853.6	0.00715	228.49	421.79	1.0976	1.7779	3.068	2.666	2.776	431	204.6	80.9	16.22	96.9	24.84	2.59	11
12	4.72970	845.9	0.00691	231.29	420.62	1.1070	1.7710	3.145	2.786	2.871	421	203.8	79.3	16.39	95.6	25.53	2.42	12
13	4.84660	837.9	0.00668	234.13	419.37	1.1165	1.7638	3.232	2.919	2.977	411	203.0	77.7	16.56	94.4	26.27	2.26	13
14	4.96580	829.7	0.00645	237.03	418.05	1.1261	1.7565	3.328	3.068	3.095	401	202.1	76.1	16.75	93.1	27.08	2.10	14
15	5.08701	821.2	0.00622	239.99	416.64	1.1359	1.7489	3.436	3.237	3.228	391	201.2	74.4	16.95	91.9	27.96	1.95	15
16	5.21080	812.4	0.00600	243.01	415.12	1.1458	1.7411	3.558	3.429	3.378	381	200.3	72.8	17.16	90.6	28.93	1.79	16
17	5.33680	803.3	0.00578	246.10	413.50	1.1559	1.7329	3.698	3.649	3.550	370	199.3	71.2	17.39	89.4	29.99	1.64	17
18	5.46510	793.8	0.00557	249.26	411.76	1.1663	1.7244	3.858	3.905	3.748	360	198.3	69.5	17.64	88.1	31.16	1.49	18

Refrigerant 290 (Propane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat <i>c_p</i> , kJ/(kg·K)		<i>c_p</i> / <i>c_v</i>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-150	0.00001	694.6	4316.4	-123.78	402.06	-0.6903	3.5796	1.962	1.020	1.227	1880	168.8	1343.0	3.55	192.9	3.68	31.84	-150
-140	0.00003	684.5	864.49	-104.09	412.43	-0.5366	3.3426	1.977	1.054	1.218	1813	174.9	985.4	3.80	187.7	4.28	30.29	-140
-130	0.00012	674.4	223.53	-84.23	423.12	-0.3929	3.1514	1.994	1.087	1.210	1745	180.7	761.7	4.05	182.2	4.90	28.76	-130
-120	0.00041	664.3	70.785	-64.21	434.11	-0.2576	2.9962	2.012	1.119	1.203	1679	186.3	611.6	4.31	176.4	5.55	27.24	-120
-110	0.00116	654.0	26.386	-43.99	445.38	-0.1298	2.8697	2.032	1.151	1.197	1612	191.7	505.0	4.56	170.4	6.23	25.73	-110
-100	0.00290	643.7	11.231	-23.56	456.88	-0.0083	2.7664	2.054	1.184	1.192	1545	196.8	425.7	4.82	164.4	6.94	24.23	-100
-90	0.00645	633.3	5.3300	-2.90	468.58	0.1077	2.6820	2.078	1.220	1.188	1478	201.5	364.5	5.08	158.2	7.67	22.74	-90
-80	0.01305	622.8	2.7676	18.03	480.44	0.2189	2.6130	2.106	1.258	1.184	1411	205.9	315.9	5.34	152.1	8.43	21.27	-80
-70	0.02440	612.0	1.5487	39.25	492.41	0.3259	2.5566	2.137	1.300	1.182	1345	209.9	276.4	5.60	145.9	9.22	19.81	-70
-60	0.04269	601.1	0.92250	60.81	504.44	0.4294	2.5107	2.172	1.346	1.181	1278	213.5	243.6	5.85	139.8	10.04	18.37	-60
-50	0.07057	589.9	0.57905	82.75	516.48	0.5298	2.4734	2.212	1.397	1.182	1213	216.5	216.0	6.11	133.8	10.88	16.94	-50
-42.11 ^b	0.10133	580.9	0.41388	100.36	525.95	0.6070	2.4491	2.246	1.440	1.183	1161	218.4	197.2	6.31	129.2	11.57	15.83	-42.11
-40	0.11112	578.4	0.37985	105.12	528.48	0.6275	2.4433	2.256	1.453	1.184	1147	218.9	192.6	6.36	128.0	11.76	15.54	-40
-38	0.12105	576.1	0.35076	109.65	530.87	0.6468	2.4380	2.265	1.464	1.185	1134	219.3	188.3	6.41	126.8	11.94	15.26	-38
-36	0.13166	573.8	0.32437	114.20	533.26	0.6660	2.4330	2.275	1.476	1.185	1121	219.6	184.1	6.47	125.6	12.12	14.98	-36
-34	0.14297	571.4	0.30037	118.77	535.64	0.6851	2.4282	2.285	1.488	1.186	1108	220.0	180.1	6.52	124.5	12.30	14.70	-34
-32	0.15502	569.0	0.27853	123.36	538.01	0.7041	2.4236	2.295	1.501	1.187	1095	220.3	176.1	6.57	123.3	12.48	14.42	-32
-30	0.16783	566.6	0.25861	127.97	540.38	0.7231	2.4192	2.305	1.513	1.188	1082	220.6	172.3	6.62	122.2	12.67	14.15	-30
-28	0.18144	564.2	0.24041	132.61	542.75	0.7419	2.4150	2.316	1.526	1.189	1069	220.9	168.6	6.67	121.1	12.86	13.87	-28
-26	0.19589	561.8	0.22376	137.26	545.11	0.7607	2.4109	2.327	1.539	1.191	1056	221.1	165.0	6.73	120.0	13.05	13.60	-26
-24	0.21119	559.4	0.20851	141.94	547.46	0.7795	2.4071	2.338	1.553	1.192	1043	221.3	161.5	6.78	118.8	13.24	13.33	-24
-22	0.22739	556.9	0.19452	146.64	549.80	0.7982	2.4034	2.349	1.566	1.193	1030	221.5	158.1	6.83	117.7	13.43	13.06	-22
-20	0.24452	554.5	0.18167	151.36	552.13	0.8168	2.3999	2.361	1.580	1.195	1016	221.6	154.7	6.89	116.6	13.63	12.79	-20
-18	0.26261	552.0	0.16984	156.11	554.46	0.8353	2.3965	2.373	1.595	1.197	1003	221.8	151.5	6.94	115.5	13.83	12.52	-18
-16	0.28170	549.5	0.15894	160.88	556.77	0.8538	2.3933	2.385	1.609	1.198	990	221.8	148.3	6.99	114.4	14.03	12.25	-16
-14	0.30181	546.9	0.14889	165.68	559.08	0.8722	2.3903	2.397	1.624	1.200	977	221.9	145.2	7.05	113.4	14.23	11.98	-14
-12	0.32300	544.4	0.13961	170.50	561.37	0.8906	2.3874	2.410	1.639	1.202	964	221.9	142.2	7.10	112.3	14.44	11.71	-12
-10	0.34528	541.8	0.13103	175.35	563.65	0.9090	2.3846	2.423	1.655	1.205	951	221.9	139.3	7.16	111.2	14.65	11.45	-10
-8	0.36870	539.2	0.12308	180.22	565.92	0.9273	2.3819	2.436	1.671	1.207	938	221.8	136.4	7.22	110.1	14.86	11.18	-8
-6	0.39329	536.6	0.11571	185.12	568.18	0.9455	2.3794	2.450	1.687	1.209	925	221.8	133.6	7.27	109.1	15.08	10.92	-6
-4	0.41909	533.9	0.10887	190.05	570.42	0.9637	2.3769	2.464	1.704	1.212	912	221.6	130.9	7.33	108.0	15.29	10.65	-4
-2	0.44613	531.3	0.10252	195.01	572.65	0.9819	2.3746	2.478	1.721	1.215	899	221.5	128.2	7.39	107.0	15.52	10.39	-2
0	0.47446	528.6	0.09661	200.00	574.87	1.0000	2.3724	2.493	1.739	1.218	885	221.3	125.6	7.45	106.0	15.74	10.13	0
2	0.50410	525.9	0.09111	205.02	577.06	1.0181	2.3703	2.508	1.757	1.221	872	221.1	123.0	7.51	104.9	15.97	9.87	2
4	0.53510	523.1	0.08598	210.06	579.24	1.0362	2.3682	2.524	1.776	1.225	859	220.8	120.5	7.57	103.9	16.20	9.62	4
6	0.56749	520.4	0.08120	215.14	581.41	1.0542	2.3663	2.540	1.795	1.229	846	220.5	118.1	7.63	102.9	16.44	9.36	6
8	0.60131	517.6	0.07673	220.25	583.55	1.0722	2.3644	2.556	1.815	1.232	833	220.2	115.7	7.69	101.9	16.68	9.10	8
10	0.63660	514.7	0.07255	225.40	585.67	1.0902	2.3626	2.573	1.835	1.237	819	219.8	113.3	7.75	100.9	16.93	8.85	10
12	0.67340	511.9	0.06865	230.57	587.77	1.1082	2.3608	2.591	1.856	1.241	806	219.3	111.0	7.82	99.9	17.18	8.60	12
14	0.71175	509.0	0.06498	235.79	589.85	1.1261	2.3592	2.609	1.878	1.246	793	218.9	108.8	7.88	99.0	17.44	8.34	14
16	0.75168	506.0	0.06155	241.03	591.91	1.1440	2.3575	2.627	1.901	1.251	780	218.4	106.6	7.95	98.0	17.70	8.09	16
18	0.79324	503.1	0.05833	246.32	593.94	1.1620	2.3560	2.646	1.925	1.256	766	217.8	104.4	8.02	97.0	17.97	7.85	18
20	0.83646	500.1	0.05530	251.64	595.95	1.1799	2.3544	2.666	1.949	1.262	753	217.2	102.3	8.09	96.1	18.24	7.60	20
22	0.88139	497.0	0.05246	256.99	597.93	1.1978	2.3529	2.687	1.975	1.268	739	216.6	100.2	8.16	95.1	18.53	7.35	22
24	0.92807	493.9	0.04978	262.39	599.88	1.2157	2.3514	2.708	2.001	1.275	726	215.9	98.1	8.23	94.2	18.81	7.11	24
26	0.97653	490.8	0.04726	267.83	601.80	1.2336	2.3500	2.730	2.029	1.282	713	215.2	96.1	8.31	93.3	19.11	6.87	26
28	1.0268	487.6	0.04488	273.31	603.68	1.2515	2.3486	2.753	2.058	1.290	699	214.4	94.1	8.38	92.3	19.41	6.62	28
30	1.0790	484.4	0.04264	278.83	605.54	1.2695	2.3471	2.777	2.088	1.298	685	213.5	92.2	8.46	91.4	19.72	6.38	30
32	1.1331	481.1	0.04053	284.40	607.35	1.2874	2.3457	2.802	2.119	1.307	672	212.6	90.3	8.54	90.5	20.05	6.15	32
34	1.1891	477.8	0.03853	290.01	609.13	1.3053	2.3443	2.827	2.152	1.316	658	211.7	88.4	8.63	89.6	20.38	5.91	34
36	1.2472	474.4	0.03664	295.68	610.87	1.3233	2.3429	2.855	2.187	1.326	645	210.7	86.5	8.71	88.7	20.72	5.68	36
38	1.3072	471.0	0.03485	301.39	612.57	1.3413	2.3414	2.883	2.224	1.337	631	209.7	84.7	8.80	87.8	21.07	5.44	38
40	1.3694	467.5	0.03315	307.15	614.21	1.3594	2.3399	2.913	2.263	1.349	617	208.6	82.8	8.89	86.9	21.43	5.21	40
42	1.4337	463.9	0.03154	312.96	615.81	1.3774	2.3384	2.944	2.304	1.362	603	207.4	81.0	8.99	86.0	21.81	4.98	42
44	1.5002	460.3	0.03002	318.83	617.36	1.3955	2.3368	2.977	2.348	1.375	589	206.2	79.3	9.08	85.2	22.20	4.76	44
46	1.5690	456.5	0.02857	3														

Refrigerant 1270 (Propylene) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-150	0.00001	727.9	2789.30000	-117.02	419.51	-0.6521	3.7046	1.834	0.991	1.249	1834	174.3	1324.0	3.51	179.9	4.60	33.49	-150
-140	0.00005	716.3	583.08000	-98.37	429.53	-0.5066	3.4582	1.893	1.015	1.242	1754	180.7	945.7	3.79	177.6	5.07	31.76	-140
-130	0.00018	704.9	156.04000	-79.20	439.78	-0.3677	3.2577	1.939	1.039	1.235	1683	186.9	718.7	4.06	175.0	5.55	30.05	-130
-120	0.00059	693.6	50.84700	-59.62	450.25	-0.2356	3.0936	1.974	1.064	1.229	1617	192.7	571.2	4.34	172.2	6.06	28.36	-120
-110	0.00166	682.2	19.42300	-39.73	460.91	-0.1098	2.9588	2.002	1.090	1.223	1554	198.3	468.9	4.62	169.1	6.60	26.69	-110
-100	0.00404	670.8	8.44420	-19.59	471.73	0.0100	2.8475	2.026	1.118	1.218	1493	203.5	394.1	4.90	165.8	7.16	25.04	-100
-90	0.00881	659.4	4.08250	0.80	482.68	0.1244	2.7555	2.050	1.149	1.214	1432	208.4	337.1	5.18	162.3	7.75	23.41	-90
-80	0.01754	647.8	2.15470	21.43	493.72	0.2341	2.6793	2.075	1.183	1.211	1370	212.9	292.2	5.46	158.6	8.36	21.80	-80
-70	0.03232	636.1	1.22310	42.34	504.79	0.3395	2.6159	2.103	1.220	1.209	1309	216.9	255.9	5.73	154.7	9.01	20.22	-70
-60	0.05578	624.1	0.73772	63.55	515.84	0.4412	2.5631	2.135	1.263	1.209	1247	220.4	226.1	6.01	150.6	9.69	18.66	-60
-50	0.09111	611.9	0.46816	85.11	526.79	0.5398	2.5191	2.171	1.309	1.211	1184	223.4	201.1	6.29	146.4	10.40	17.14	-50
-48	0.09991	609.4	0.42975	89.47	528.96	0.5592	2.5112	2.179	1.319	1.211	1171	223.9	196.6	6.35	145.6	10.55	16.83	-48
-47.69 ^b	0.10133	609.1	0.42416	90.14	529.30	0.5621	2.5100	2.180	1.321	1.211	1169	224.0	195.9	6.36	145.4	10.58	16.79	-47.69
-46	0.10935	606.9	0.39515	93.84	531.13	0.5784	2.5035	2.187	1.330	1.212	1158	224.4	192.2	6.40	144.7	10.70	16.53	-46
-44	0.11949	604.4	0.36390	98.23	533.29	0.5976	2.4962	2.195	1.340	1.213	1145	224.8	188.0	6.46	143.8	10.86	16.23	-44
-42	0.13033	601.9	0.33564	102.64	535.45	0.6167	2.4891	2.203	1.351	1.214	1133	225.3	183.9	6.52	143.0	11.01	15.93	-42
-40	0.14192	599.4	0.31004	107.06	537.59	0.6356	2.4822	2.212	1.362	1.215	1120	225.7	179.9	6.57	142.1	11.17	15.63	-40
-38	0.15429	596.8	0.28680	111.51	539.73	0.6545	2.4756	2.221	1.373	1.216	1107	226.1	176.0	6.63	141.2	11.33	15.34	-38
-36	0.16748	594.3	0.26566	115.97	541.85	0.6733	2.4692	2.230	1.385	1.217	1094	226.4	172.3	6.69	140.3	11.49	15.04	-36
-34	0.18152	591.7	0.24642	120.45	543.97	0.6921	2.4630	2.239	1.396	1.218	1081	226.7	168.7	6.75	139.4	11.65	14.75	-34
-32	0.19644	589.1	0.22886	124.95	546.08	0.7107	2.4570	2.249	1.408	1.220	1068	227.0	165.1	6.80	138.5	11.82	14.45	-32
-30	0.21228	586.5	0.21282	129.47	548.17	0.7292	2.4512	2.259	1.421	1.221	1056	227.3	161.7	6.86	137.6	11.99	14.16	-30
-28	0.22908	583.8	0.19814	134.01	550.26	0.7477	2.4456	2.269	1.433	1.223	1043	227.5	158.4	6.92	136.7	12.16	13.87	-28
-26	0.24687	581.2	0.18469	138.57	552.33	0.7661	2.4402	2.279	1.446	1.225	1030	227.7	155.1	6.98	135.7	12.34	13.58	-26
-24	0.26569	578.5	0.17234	143.15	554.38	0.7845	2.4350	2.290	1.459	1.227	1017	227.9	152.0	7.04	134.8	12.52	13.29	-24
-22	0.28558	575.8	0.16100	147.76	556.43	0.8027	2.4299	2.300	1.473	1.229	1004	228.1	148.9	7.10	133.9	12.70	13.00	-22
-20	0.30657	573.1	0.15056	152.38	558.46	0.8209	2.4250	2.311	1.487	1.231	991	228.2	145.9	7.17	133.29	12.89	12.72	-20
-18	0.32871	570.4	0.14093	157.03	560.48	0.8391	2.4203	2.323	1.501	1.234	978	228.3	143.0	7.23	132.0	13.08	12.43	-18
-16	0.35203	567.6	0.13206	161.71	562.48	0.8571	2.4157	2.335	1.515	1.236	965	228.3	140.2	7.29	131.0	13.28	12.15	-16
-14	0.37657	564.8	0.12385	166.40	564.46	0.8752	2.4112	2.347	1.530	1.239	952	228.3	137.4	7.36	130.1	13.48	11.87	-14
-12	0.40237	562.0	0.11626	171.12	566.43	0.8931	2.4068	2.359	1.546	1.242	939	228.3	134.8	7.42	129.1	13.68	11.59	-12
-10	0.42947	559.2	0.10924	175.87	568.37	0.9111	2.4026	2.372	1.562	1.245	925	228.2	132.1	7.49	128.2	13.89	11.31	-10
-8	0.45791	556.3	0.10272	180.64	570.30	0.9289	2.3985	2.385	1.578	1.248	912	228.1	129.6	7.56	127.2	14.11	11.03	-8
-6	0.48773	553.5	0.09667	185.44	572.22	0.9468	2.3945	2.398	1.594	1.252	899	228.0	127.1	7.63	126.2	14.33	10.76	-6
-4	0.51897	550.6	0.09105	190.27	574.11	0.9645	2.3907	2.412	1.612	1.256	886	227.8	124.6	7.69	125.3	14.55	10.48	-4
-2	0.55167	547.6	0.08582	195.12	575.98	0.9823	2.3869	2.426	1.629	1.260	873	227.6	122.2	7.77	124.3	14.78	10.21	-2
0	0.58588	544.6	0.08094	200.00	577.82	1.0000	2.3832	2.441	1.648	1.264	860	227.4	119.9	7.84	123.3	15.02	9.94	0
2	0.62163	541.6	0.07640	204.91	579.65	1.0177	2.3796	2.456	1.666	1.268	847	227.1	117.6	7.91	122.3	15.27	9.67	2
4	0.65896	538.6	0.07216	209.85	581.45	1.0353	2.3761	2.471	1.686	1.273	834	226.7	115.4	7.99	121.3	15.52	9.40	4
6	0.69793	535.5	0.06820	214.82	583.22	1.0529	2.3726	2.487	1.706	1.278	820	226.4	113.2	8.07	120.3	15.79	9.13	6
8	0.73856	532.4	0.06449	219.83	584.97	1.0705	2.3693	2.504	1.726	1.284	807	226.0	111.1	8.15	119.3	16.06	8.87	8
10	0.78091	529.3	0.06102	224.86	586.69	1.0881	2.3660	2.521	1.748	1.289	794	225.5	109.0	8.23	118.3	16.33	8.60	10
12	0.82502	526.1	0.05777	229.93	588.39	1.1056	2.3627	2.538	1.770	1.296	781	225.0	106.9	8.31	117.3	16.62	8.34	12
14	0.87093	522.9	0.05472	235.03	590.05	1.1231	2.3595	2.557	1.793	1.302	767	224.5	104.9	8.4	116.3	16.92	8.08	14
16	0.91868	519.7	0.05186	240.17	591.68	1.1407	2.3563	2.575	1.817	1.309	754	223.9	102.9	8.48	115.3	17.23	7.82	16
18	0.96832	516.4	0.04917	245.34	593.28	1.1582	2.3532	2.595	1.842	1.316	741	223.3	101.0	8.57	114.3	17.55	7.56	18
20	1.01990	513.0	0.04664	250.55	594.84	1.1756	2.3501	2.615	1.867	1.324	727	222.6	99.1	8.67	113.3	17.88	7.31	20
22	1.07350	509.6	0.04426	255.8	596.37	1.1931	2.3470	2.637	1.894	1.333	714	221.9	97.2	8.76	112.2	18.22	7.05	22
24	1.12900	506.2	0.04202	261.09	597.86	1.2106	2.3440	2.659	1.923	1.342	701	221.1	95.4	8.86	111.2	18.58	6.80	24
26	1.18670	502.7	0.03990	266.42	599.31	1.2281	2.3409	2.682	1.952	1.351	687	220.3	93.6	8.97	110.2	18.95	6.55	26
28	1.24650	499.2	0.03791	271.79	600.72	1.2456	2.3378	2.706	1.983	1.362	674	219.4	91.8	9.06	109.2	19.34	6.31	28
30	1.30840	495.6	0.03602	277.21	602.08	1.2631	2.3348	2.731	2.015	1.373	661	218.5	90.0	9.17	108.1	19.74	6.06	30
32	1.37250	491.9	0.03424	282.67	603.40	1.2807	2.3317	2.757	2.049	1.385	647	217.5	88.3	9.28	107.1	20.15	5.82	32
34	1.43900	488.2	0.03255	288.18	604.67	1.2982	2.3286	2.785	2.085	1.398	634	216.5	86.6	9.40	106.0	20.58	5.58	34
36	1.50770	484.4	0.03095	293.74	605.88	1.3158	2.3255	2.814	2.123	1.412	620	215.4	84.9	9.52	105.0	21.03	5.34	36
38	1																	

Lampiran 3. Formula Perhitungan *Engineering Equation Solver* (EES)

{Jenis Refrigeran}

R1\$='R744' "Refrigeran low side"
R2\$='R717' "Refrigeran high side"

{Kondisi perancangan}

Q_E=68,57 [kW] "Beban pendinginan cold storage"

\$If ParametricTable

\$Else

T_E=-30 [C] "Suhu evaporator low side"

T_Cas_C=-5 [C] "Suhu kondensor low side"

T_Cas_E=-10 [C] "Suhu evaporator high side"

T_C=40[C] "Suhu kondensor high side"

\$EndIf

DELTAT_sup=0 [K]

DELTAT_sub=0 [K]

"===== "
"+++++THERMODYNAMICS STATE POINTS+++++ "
"===== "

{SISI TEKANAN RENDAH}

{Evaporator outlet}

P_Evap=P_1

T_out_Evap=T_1

P_1=Pressure(R1\$;T=T_E;x=1) "Tekanan, P1"

T_1=T_E + DELTAT_sup "Suhu, T1"

h_1=Enthalpy(R1\$;T=T_1;x=1) "Enthalpy, h1"

s_1=Entropy(R1\$;T=T_1;h=h_1) "Entropy, s1"

{Compressor outlet}

P_Comp_LS=P_2

T_out_Comp_LS=T_2

P_2=Pressure(R1\$;T=T_Cas_C;x=1) "Tekanan, P2"

T_2=Temperature(R1\$;P=P_2;h=h_2) "Suhu, T2"

h_2=Enthalpy(R1\$;P=P_2;s=s_1) "Enthalpy, h2"

{Condensor outlet}

$T_{out_Cas_C} = T_3$

$P_3 = P_2$

"Tekanan, P3=P2"

$T_3 = T_{Cas_C} - \Delta T_{AT_sub}$

"Suhu, T3"

$h_3 = \text{Enthalpy}(R1\$; T=T_3; x=0)$

"Enthalpy, h3"

{Expansion valve outlet}

$P_4 = P_1$

"Tekanan, P4=P1"

$T_4 = T_E$

"Suhu, T4=T.E"

$h_4 = h_3$

"Enthalpy, h4=h3"

"=====

{SISI TEKANAN TINGGI}

{Evaporator outlet}

$P_{Cas_E} = P_5$

$T_{out_Cas_E} = T_5$

$P_5 = \text{Pressure}(R2\$; T=T_{Cas_E}; x=1)$

"Tekanan, P5"

$T_5 = T_{Cas_E} + \Delta T_{AT_sup}$

"Suhu, T5"

$h_5 = \text{Enthalpy}(R2\$; T=T_5; x=1)$

"Enthalpy, h5"

$s_5 = \text{Entropy}(R2\$; T=T_5; h=h_5)$

"Entropy, s5"

{Compressor outlet}

$P_{Comp_HS} = P_6$

$T_{out_Comp_HS} = T_6$

$P_6 = \text{Pressure}(R2\$; T=T_C; x=1)$

"Tekanan, P6"

$T_6 = \text{Temperature}(R2\$; P=P_6; h=h_6)$

"Suhu, T6"

$h_6 = \text{Enthalpy}(R2\$; P=P_6; s=s_5)$

"Enthalpy, h6"

{Condensor outlet}

$$T_{out_C}=T_7$$

$$P_7=P_6$$

"Tekanan, P7=P6"

$$T_7=T_C - \Delta T_{sub}$$

"Suhu, T7"

$$h_7=\text{Enthalpy}(R2\$;T=T_7;x=0)$$

"Enthalpy, h7"

{Expansion valve outlet}

$$P_8=P_5$$

"Tekanan, P8=P5"

$$T_8=T_{Cas_E}$$

"Suhu, T8=T.Cas.E"

$$h_8=h_7$$

"Enthalpy, h8=h7"

{Temperatur Cascade}

$$T_{in_Cas_C1} = \text{Temperature}(R1\$;P=P_2;s=s_1)$$

"Suhu masuk kondensor cascade"

$$T_{out_Cas_C1} = \text{Temperature}(R1\$;P=P_2;x=0)$$

"Suhu keluar kondensor cascade"

$$T_{in_Cond} = \text{Temperature}(R2\$;P=P_5;x=0)$$

"Suhu masuk evaporator cascade"

$$T_{out_Cond} = \text{Temperature}(R2\$;P=P_5;x=1)$$

"Suhu keluar evaporator cascade"

"=====

"+++++THERMODYNAMICS ANALYSIS+++++

"=====

{Mass flow rate LS}

$$m_{LS} = Q_E / (h_1 - h_4)$$

"Laju aliran massa refrigeran low side"

{Mass flow rate HS}

$$m_{HS} = (m_{LS} * (h_2 - h_3)) / (h_5 - h_8)$$

"Laju aliran massa refrigeran high side"

{Compressor power consumption for LS}

$$W_{LS} = m_{LS} * (h_2 - h_1)$$

"Daya kompresor low side"

{Compressor power consumption for HS}

$$W_{HS} = m_{HS} * (h_6 - h_5)$$

"Daya kompresor high side"

{Rate of heat transfer in cascade heat exchanger}

$Q_{\text{Cas_C}} = m_{\text{LS}} * (h_2 - h_3)$ "Laju perpindahan panas pada kondensor low side"

$Q_{\text{Cas_E}} = m_{\text{HS}} * (h_5 - h_8)$ "Laju perpindahan panas pada evaporator high side"

{mass flow ratio mHS/mLs}

$m_{\text{Ratio}} = (h_2 - h_3) / (h_5 - h_8)$ "Rasio laju aliran massa refrigeran"

{Rate of heat rejection by air-cooled condenser}

$Q_{\text{C}} = m_{\text{HS}} * (h_6 - h_7)$ "Laju penolakan panas oleh kondensor"

{Overall COP of the system}

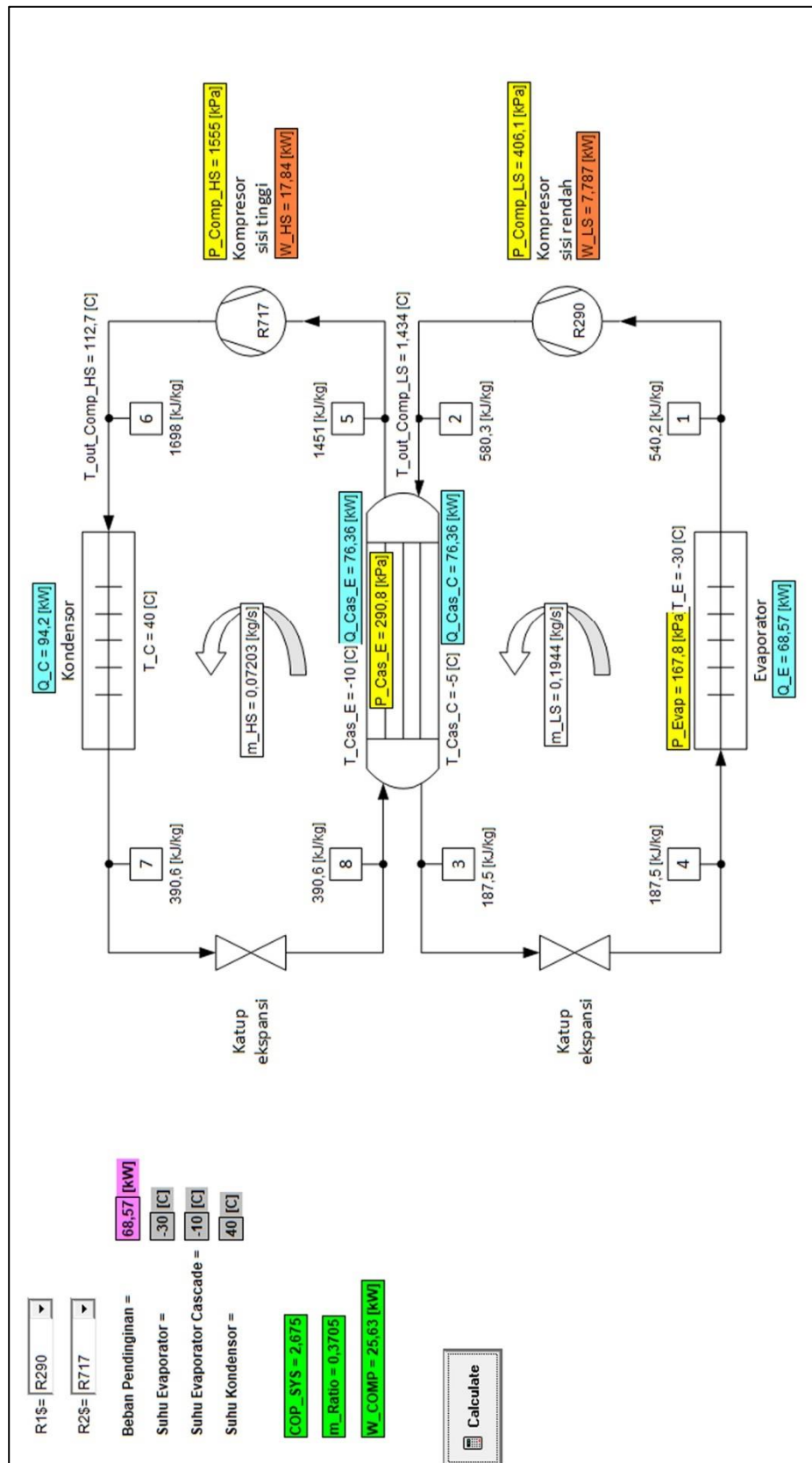
$\text{COP}_{\text{LS}} = Q_{\text{E}} / W_{\text{LS}}$ "Koefisien performa low side"

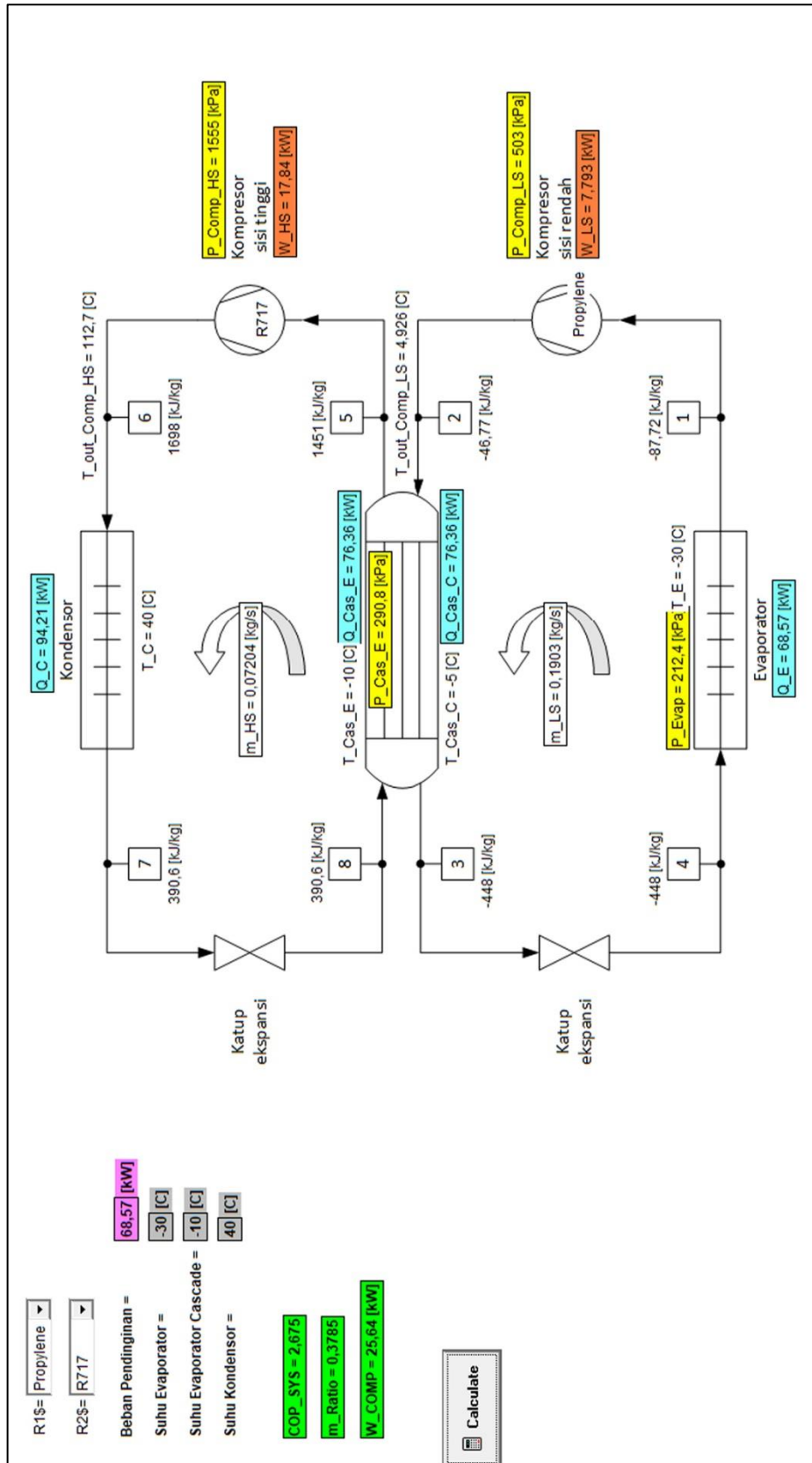
$\text{COP}_{\text{HS}} = Q_{\text{Cas_E}} / W_{\text{HS}}$ "Koefisien performa high side"

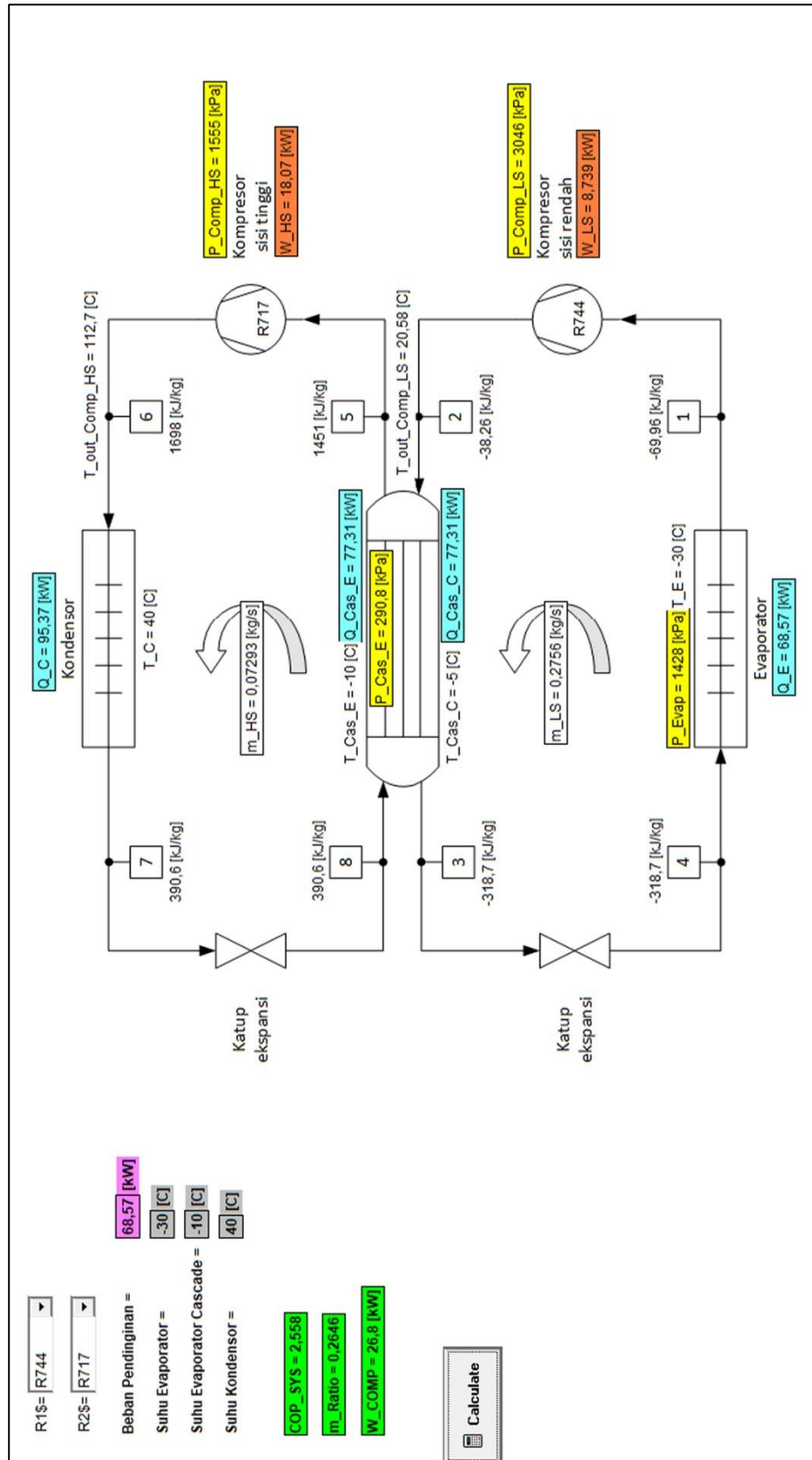
$W_{\text{COMP}} = W_{\text{LS}} + W_{\text{HS}}$ "Daya kompresor sistem cascade"

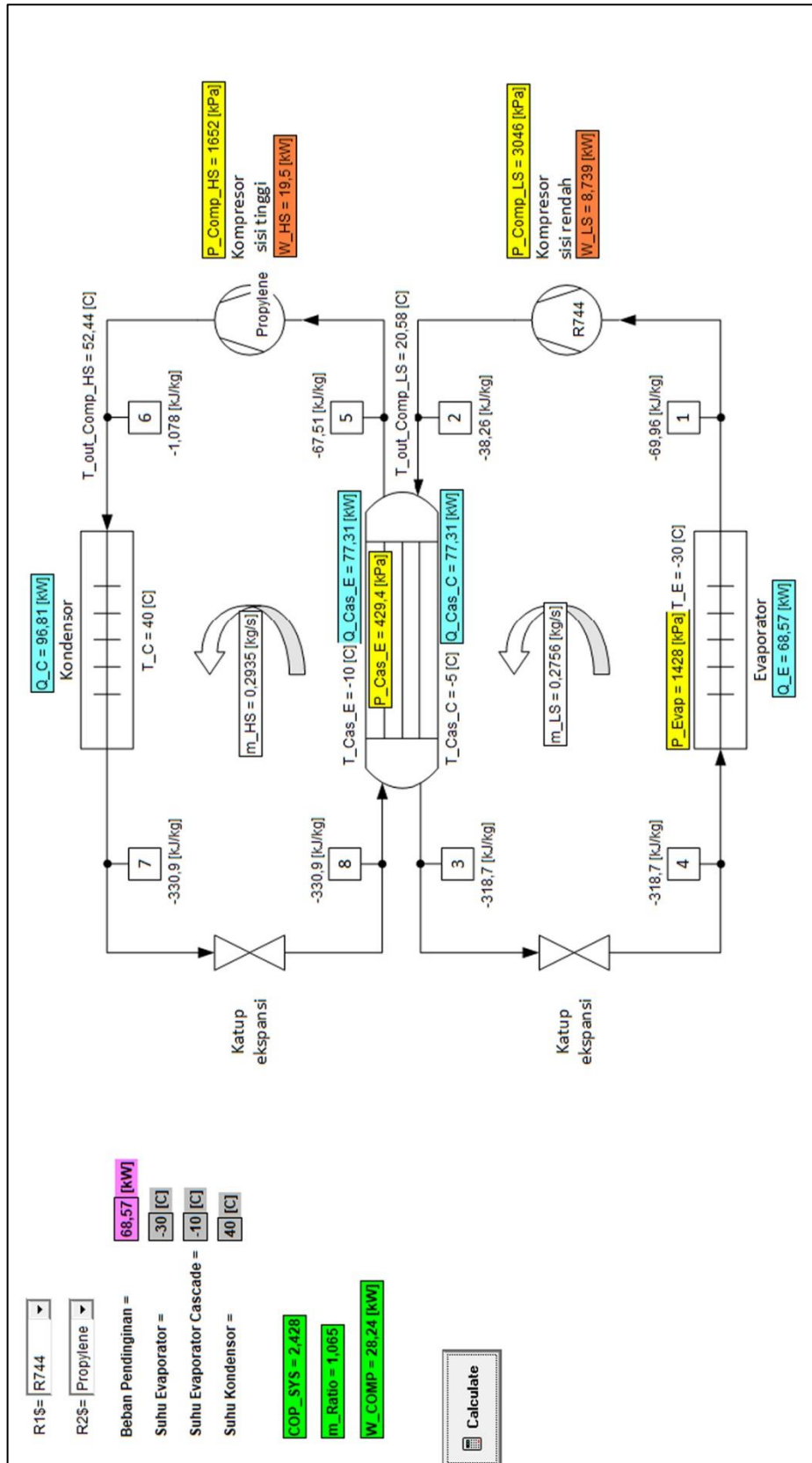
$\text{COP}_{\text{SYS}} = Q_{\text{E}} / W_{\text{COMP}}$ "Koefisien performa sistem cascade"

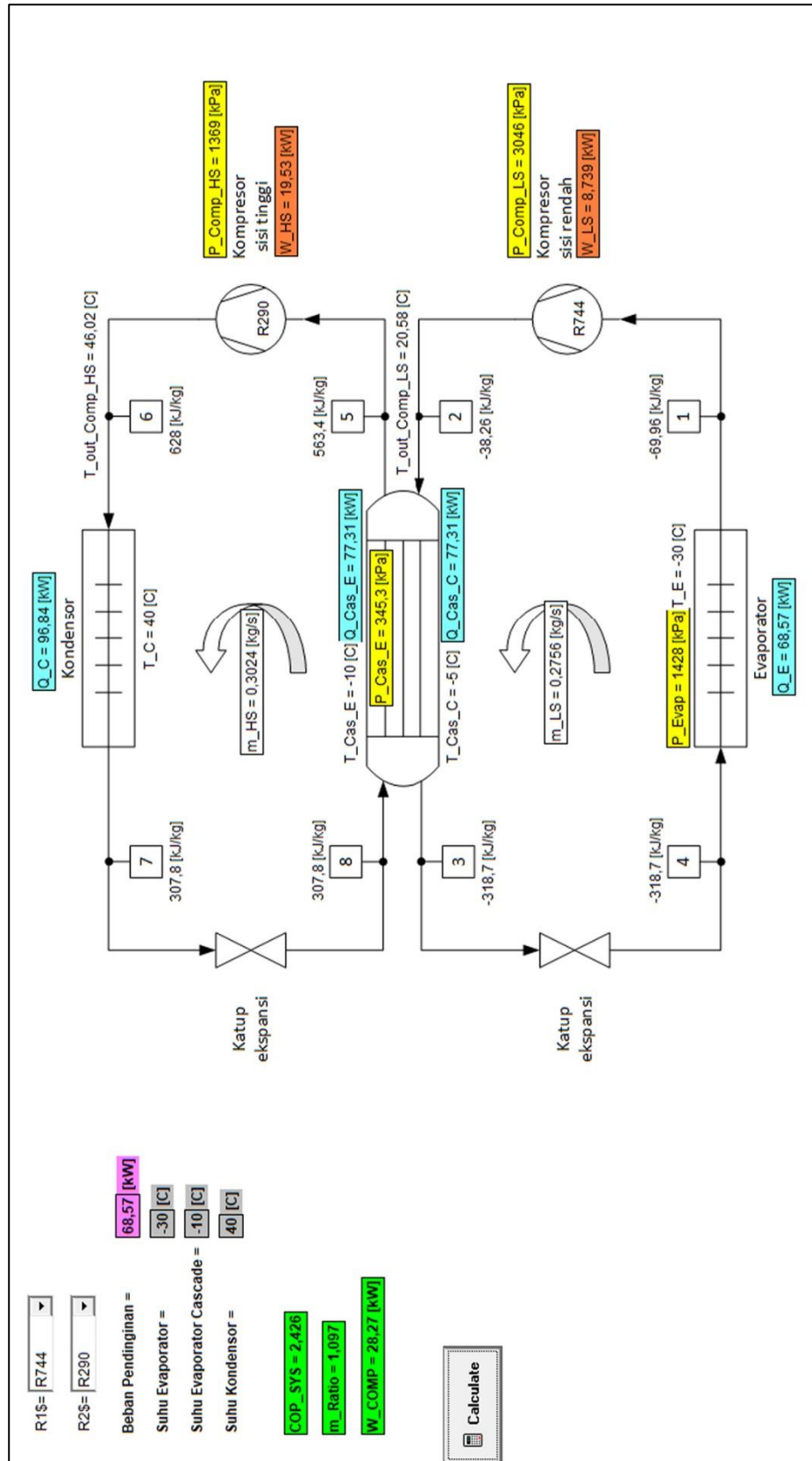
Lampiran 4. Diagram Window EES Sistem Refrigerasi Cascade











Lampiran 5. RAB dan Laporan Arus Kas Investasi *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton dengan Sistem Refrigerasi *Cascade*

**RENCANA ANGGARAN BIAYA
PEMBANGUNAN COLD STORAGE 500 TON
SISTEM REFRIGERASI CASCADE**

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
A	PEKERJAAN KONSTRUKSI BANGUNAN				
I	Pekerjaan Pendahuluan				
1	Pembersihan lahan	1.200,00	m ²	10.000	12.000.000
2	Pemasangan pagar proyek	152,00	m ¹	600.000	91.200.000
3	Pengukuran dan pemasangan bowplank	144,00	m ¹	200.000	28.800.000
4	Papan nama proyek	1,00	Ls	800.000	800.000
5	Pembuatan direksi keet dan gudang	48,00	m ²	850.000	40.800.000
6	Listrik dan air kerja	1,00	Ls	20.000.000	20.000.000
7	Mobilasi dan demobilasi alat	1,00	Ls	25.000.000	25.000.000
8	Peralatan Keselamatan kerja	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
Jumlah I					228.600.000
II	Pekerjaan Tanah dan Pondasi				
1	Galian tanah biasa sedalam 1 m	110,40	m ³	100.000	11.040.000
2	Pasir urug bawah pondasi	18,40	m ³	250.000	4.600.000
3	Urugan tanah kembali	672,00	m ³	80.000	53.760.000
4	Pekerjaan pondasi batu belah 1 : 5	131,56	m ³	850.000	111.826.000
5	Pekerjaan pasangan batu kosong	36,80	m ³	650.000	23.920.000
6	Pondasi tiang pancang	220,00	m ¹	1.000.000	220.000.000
7	Beton pondasi poer P1	56,00	m ²	3.000.000	168.000.000
8	Beton pondasi poer P2	22,00	m ²	3.000.000	66.000.000
Jumlah II					659.146.000
III	Pekerjaan Struktur				
1	Pekerjaan sloof 20/30	9,84	m ³	4.000.000	39.360.000
2	Pekerjaan kolom 30/30	4,32	m ³	7.500.000	32.400.000
3	Ring balk dan kuda-kuda beton	9,84	m ³	5.500.000	54.120.000
Jumlah III					125.880.000
IV	Pekerjaan Dinding				
1	Pasangan 1/2 bata 1 : 5	31,68	m ³	250.000	7.920.000
2	Plesteran dinding 1 : 5, t: 15 mm	47,52	m ³	80.000	3.801.600
3	Plesteran tasram 1 : 5, t: 15 mm	5,28	m ³	180.000	950.400
4	Acian semen	264,00	m ²	75.000	19.800.000
5	Dinding seng gelombang	440,00	m ²	950.000	418.000.000
Jumlah IV					450.472.000
V	Pekerjaan Lantai				
1	Urugan pasir batu padat	78,40	m ³	300.000	23.520.000
2	Pekerjaan cor pelat beton	168,00	m ³	4.000.000	672.000.000
3	Rabat beton lantai cold storage	67,20	m ³	850.000	57.120.000
Jumlah V					752.640.000
VI	Pekerjaan Atap				
1	Pekerjaan kuda-kuda rangka baja ringan	4,92	m ³	4.000.000	19.680.000
2	Pekerjaan atap galvalum	468,47	m ³	850.000	398.197.800
3	Pekerjaan nok dan talang atap	30,00	m ¹	250.000	7.500.000
4	Pekerjaan listplank wood plank	90,00	m ¹	200.000	18.000.000
5	Pekerjaan kanopi	120,00	m ²	850.000	102.000.000
Jumlah VI					545.377.800

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
VII Pekerjaan Bangunan Kantor					
1	Pekerjaan sloof 15/20	2,82	m ³	3.800.000	10.716.000
2	Pekerjaan pasangan bata	282,00	m ²	150.000	42.300.000
3	Pekerjaan plesteran	564,00	m ²	80.000	45.120.000
4	Pekerjaan kolom 15/15	2,12	m ³	7.750.000	16.391.250
5	Pekerjaan balok lantai 15/20	2,82	m ³	5.500.000	15.510.000
6	Pekerjaan lantai t=12 cm	21,60	m ³	820.000	17.712.000
7	Pekerjaan atap	130,00	m ²	750.000	97.500.000
8	Pekerjaan plafond	180,00	m ²	80.000	14.400.000
9	Pekerjaan kusen	10,00	Buah	800.000	8.000.000
10	Pengecatan	564,00	m ²	75.000	42.300.000
11	Pekerjaan lantai granit	180,00	m ²	750.000	135.000.000
12	Pekerjaan keramik kamar mandi	64,00	m ²	250.000	16.000.000
13	Pekerjaan toilet dsb	5,00	Set	12.000.000	60.000.000
14	Pekerjaan listrik	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
Jumlah VII					530.949.250
VIII Pekerjaan Ruang Mesin					
1	Pekerjaan sloof 15/20	1,35	m ³	3.800.000	5.130.000
2	Pekerjaan pasangan bata	39,00	m ²	150.000	5.850.000
3	Pekerjaan plesteran	78,00	m ²	80.000	6.240.000
4	Pekerjaan kolom 15/15	0,68	m ³	7.750.000	5.231.250
5	Pekerjaan balok atap 20/20	1,84	m ³	5.500.000	10.120.000
6	Pekerjaan atap t=12 cm	7,20	m ³	300.000	2.160.000
7	Pengecatan	78,00	m ²	75.000	5.850.000
8	Pekerjaan lantai beton t=7 cm	4,20	m ³	200.000	840.000
9	Pekerjaan listrik	1,00	Ls	8.000.000	8.000.000
Jumlah VIII					49.421.250
IX Pekerjaan Fasilitas Penunjang					
1	Kloset Jongkok Porselen	2,00	Buah	500.000	1.000.000
2	Bak Mandi Batu Bata	2,00	Buah	1.800.000	3.600.000
3	Kran Air 1/2 atau 3/4	4,00	Buah	180.000	720.000
4	Pipa PVC tipe AW 1"	25,00	m ¹	40.000	1.000.000
5	Pipa PVC tipe AW 4"	30,00	m ¹	75.000	2.250.000
6	Septictank 1,5 x 2 x 2 m + Peresapan	1,00	Buah	5.000.000	5.000.000
7	Pengecatan bangunan	1,00	Ls	12.500.000	12.500.000
8	Lapangan parkir	1,00	Ls	18.500.000	18.500.000
2	Bak penampung limbah	1,00	Ls	14.250.000	14.250.000
4	Saluran air bersih dan air kotor	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
5	Tandon air	1,00	Ls	12.350.000	12.350.000
8	Lapangan parkir	1,00	Ls	22.000.000	22.000.000
Jumlah IX					103.170.000
SUB TOTAL A					3.445.656.300
B PEKERJAAN INSULASI DAN UNIT REFRIGERASI					
I Insulasi Cold Storage					
1	Panel insulasi dinding dan atap (tebal 150 mm)	1.008	m ²	850.000	856.800.000
2	Panel insulasi lantai (tebal 100 mm)	480	m ²	600.000	288.000.000
3	Pintu (2.500 x 2.500 mm) + Heater	1	unit	43.800.000	43.800.000
4	Tirai PVC Lengkap Hanger	1	unit	6.500.000	6.500.000
5	Aksesoris & bahan lain (silicon, rivet, dll)	1	set	25.000.000	25.000.000
6	Pipa Pembuangan Air Evaporator	2	set	5.000.000	10.000.000
Jumlah I					1.230.100.000

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
II	Pengadaan Unit Refrigerasi				
1	Kompresor NH3	2,00	unit	63.904.200	127.808.400
2	Kompresor CO2	2,00	unit	61.495.200	122.990.400
3	Kondensor NH3	2,00	unit	86.505.000	173.010.000
4	Evaporator CO2	2,00	unit	84.315.000	168.630.000
5	Cascade Heat Exchanger	2,00	unit	51.465.000	102.930.000
6	Katup ekspansi	4,00	unit	9.855.000	39.420.000
7	Pipa stainless steel / Fitting dan Valve	2,00	set	30.000.000	60.000.000
8	Pipa tembaga / Fitting dan Valve	2,00	set	25.000.000	50.000.000
9	Jacketting Pipa	4,00	set	15.000.000	60.000.000
10	Komponen Pendukung (Control dan Safety)	4,00	set	25.000.000	100.000.000
11	Refrigeran NH3	2,00	set	15.000.000	30.000.000
12	Refrigeran CO2	2,00	set	12.500.000	25.000.000
	Jumlah II				1.059.788.800
III	Kelistrikan Unit Refrigerasi				
1	Control Panel	1,00	set	60.000.000	60.000.000
2	Kabel listrik	2,00	set	20.000.000	40.000.000
	Jumlah III				100.000.000
IV	Jasa Pemasangan				
1	Jasa pemasangan insulasi	1.008,00	m ²	300.000	302.400.000
2	Jasa pemasangan unit refrigerasi	1,00	Ls	65.000.000	65.000.000
	Jumlah IV				367.400.000
V	Pengadaan Forklift				
1	Pengadaan Mobil Forklift	1,00	Unit	350.000.000	350.000.000
	Jumlah V				350.000.000
	SUB TOTAL B				3.107.288.800
C	PEKERJAAN GENSET DAN INSTALASI LISTRIK				
I	Pengadaan Generator Set				
1	Generator 250 KVA	1	unit	889.170.000	889.170.000
	Jumlah I				889.170.000
II	Pekerjaan Instalasi Listrik				
1	Penyambungan Listrik PLN	1,00	unit	5.000.000	5.000.000
2	Instalasi Penerangan	14,00	Titik	250.000	3.500.000
3	Pemasangan Lampu LED Waterproof 15 Watt	50,00	Buah	650.000	32.500.000
4	Pemasangan Lampu LED Biasa 8 Watt	20,00	Buah	200.000	4.000.000
5	Stop Kontak	10,00	Buah	185.000	1.850.000
6	Saklar Tunggal	8,00	Buah	150.000	1.200.000
7	Saklar Ganda	8,00	Buah	160.000	1.280.000
8	Panel Box Power Supply	1,00	set	5.000.000	5.000.000
9	Panel Box Kapasitor	1,00	set	50.000.000	50.000.000
10	Panel Box Lighting	1,00	set	2.000.000	2.000.000
11	Panel Box Socket	1,00	set	2.000.000	2.000.000
	Jumlah II				108.330.000
III	Jasa Pemasangan				
1	Jasa Pemasangan Instalasi Listrik	1,00	unit	75.000.000	75.000.000
	Jumlah III				75.000.000
	SUB TOTAL C				1.072.500.000
	JUMLAH HARGA PEKERJAAN (A+B+C)				7.625.445.100
	PPN (10%)				762.544.510
	JUMLAH TOTAL HARGA PEKERJAAN				8.387.989.610
	PEMBULATAN				8.387.990.000

**LAPORAN ARUS KAS INVESTASI
PEMBANGUNAN COLD STORAGE 500 TON
SISTEM REFRIGERASI CASCADE**

[illegible]

No.	URAIAN	TAHUN											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	PENGHASILAN SEBELUM BUNGA, PAJAK, DEPRESIASI, DAN AMORTIASI												
	Depresiasi	0	2.785.398.746	2.891.287.702	4.280.932.883	4.439.165.534	5.974.158.009	6.191.653.539	9.354.535.303	9.690.344.039	10.037.906.080	10.397.632.793	
	Amortisasi	0	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	838.799.000	
	PENGHASILAN SEBELUM BUNGA DAN PAJAK (EBIT)	0	1.946.599.746	2.052.488.702	3.442.133.883	3.600.366.534	5.135.359.009	5.352.854.539	8.515.736.303	8.851.545.039	9.199.107.080	9.558.833.793	
	Setoran Bank	0	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	1.444.119.457	
	PENGHASILAN SEBELUM PAJAK (EBT)	0	502.480.289	608.369.246	1.998.014.427	2.156.247.078	3.691.239.552	3.908.735.082	7.071.616.846	7.407.425.582	7.754.987.623	8.114.714.336	
	Pajak	0	486.649.937	513.122.176	860.533.471	900.091.634	1.283.839.752	1.338.213.635	2.128.934.076	2.212.886.260	2.299.776.770	2.389.708.448	
	PENGHASILAN SETELAH PAJAK (EAT)	0	15.830.353	95.247.070	1.137.480.956	1.256.155.444	2.407.399.800	2.570.521.448	4.942.682.771	5.194.539.322	5.455.210.853	5.725.005.888	
	INVESTASI AWAL	-8.387.990.000											
	ARUS KAS BERSIH	-8.387.990.000	854.629.353	934.046.070	1.976.279.956	2.094.954.444	3.246.198.800	3.409.320.448	5.781.481.771	6.033.338.322	6.294.009.853	6.563.804.888	
	AKUMULASI ARUS KAS	-8.387.990.000	-7.533.360.647	-6.599.314.577	-4.623.034.621	-2.528.080.177	718.118.623	4.127.439.071	9.908.920.841	15.942.259.164	22.236.269.017	28.800.073.905	
	PRESENT VALUE (PV)	-8.387.990.000	763.061.922	744.615.808	1.406.677.037	1.331.381.423	1.841.980.378	1.727.267.841	2.615.248.742	2.436.764.157	2.269.683.050	2.113.369.504	
	NET PRESENT VALUE (NPV)	8.862.059.863											
	INTERNAL RATE RETURN (IRR)	26,28%											
	PAYBACK PERIOD (PBP)	4,78											

Lampiran 6. RAB dan Laporan Arus Kas Investasi *Cold Storage* Ikan Kapasitas 500 Ton dengan Sistem Refrigerasi *Single Stage*

**RENCANA ANGGARAN BIAYA
PEMBANGUNAN COLD STORAGE 500 TON
SISTEM REFRIGERASI SINGLE STAGE**

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
A	PEKERJAAN KONSTRUKSI BANGUNAN				
I	Pekerjaan Pendahuluan				
1	Pembersihan lahan	1.200,00	m ²	10.000	12.000.000
2	Pemasangan pagar proyek	152,00	m ¹	600.000	91.200.000
3	Pengukuran dan pemasangan bowplank	144,00	m ¹	200.000	28.800.000
4	Papan nama proyek	1,00	Ls	800.000	800.000
5	Pembuatan direksi keet dan gudang	48,00	m ²	850.000	40.800.000
6	Listrik dan air kerja	1,00	Ls	20.000.000	20.000.000
7	Mobilasi dan demobilasi alat	1,00	Ls	25.000.000	25.000.000
8	Peralatan Keselamatan kerja	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
	Jumlah I				228.600.000
II	Pekerjaan Tanah dan Pondasi				
1	Galian tanah biasa sedalam 1 m	110,40	m ³	100.000	11.040.000
2	Pasir urug bawah pondasi	18,40	m ³	250.000	4.600.000
3	Urugan tanah kembali	672,00	m ³	80.000	53.760.000
4	Pekerjaan pondasi batu belah 1 : 5	131,56	m ³	850.000	111.826.000
5	Pekerjaan pasangan batu kosong	36,80	m ³	650.000	23.920.000
6	Pondasi tiang pancang	220,00	m ¹	1.000.000	220.000.000
7	Beton pondasi poer P1	56,00	m ²	3.000.000	168.000.000
8	Beton pondasi poer P2	22,00	m ²	3.000.000	66.000.000
	Jumlah II				659.146.000
III	Pekerjaan Struktur				
1	Pekerjaan sloof 20/30	9,84	m ³	4.000.000	39.360.000
2	Pekerjaan kolom 30/30	4,32	m ³	7.500.000	32.400.000
3	Ring balk dan kuda-kuda beton	9,84	m ³	5.500.000	54.120.000
	Jumlah III				125.880.000
IV	Pekerjaan Dinding				
1	Pasangan 1/2 bata 1 : 5	31,68	m ³	250.000	7.920.000
2	Plesteran dinding 1 : 5, t: 15 mm	47,52	m ³	80.000	3.801.600
3	Plesteran tasram 1 : 5, t: 15 mm	5,28	m ³	180.000	950.400
4	Acian semen	264,00	m ²	75.000	19.800.000
5	Dinding seng gelombang	440,00	m ²	950.000	418.000.000
	Jumlah IV				450.472.000
V	Pekerjaan Lantai				
1	Urugan pasir batu padat	78,40	m ³	300.000	23.520.000
2	Pekerjaan cor pelat beton	168,00	m ³	4.000.000	672.000.000
3	Rabat beton lantai cold storage	67,20	m ³	850.000	57.120.000
	Jumlah V				752.640.000
VI	Pekerjaan Atap				
1	Pekerjaan kuda-kuda rangka baja ringan	4,92	m ³	4.000.000	19.680.000
2	Pekerjaan atap galvalum	468,47	m ³	850.000	398.197.800
3	Pekerjaan nok dan talang atap	30,00	m ¹	250.000	7.500.000
4	Pekerjaan listplank wood plank	90,00	m ¹	200.000	18.000.000
5	Pekerjaan kanopi	120,00	m ²	850.000	102.000.000
	Jumlah VI				545.377.800

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
VII	Pekerjaan Bangunan Kantor				
1	Pekerjaan sloof 15/20	2,82	m ³	3.800.000	10.716.000
2	Pekerjaan pasangan bata	282,00	m ²	150.000	42.300.000
3	Pekerjaan plesteran	564,00	m ²	80.000	45.120.000
4	Pekerjaan kolom 15/15	2,12	m ³	7.750.000	16.391.250
5	Pekerjaan balok lantai 15/20	2,82	m ³	5.500.000	15.510.000
6	Pekerjaan lantai t=12 cm	21,60	m ³	820.000	17.712.000
7	Pekerjaan atap	130,00	m ²	750.000	97.500.000
8	Pekerjaan plafond	180,00	m ²	80.000	14.400.000
9	Pekerjaan kusen	10,00	Buah	800.000	8.000.000
10	Pengecatan	564,00	m ²	75.000	42.300.000
11	Pekerjaan lantai granit	180,00	m ²	750.000	135.000.000
12	Pekerjaan keramik kamar mandi	64,00	m ²	250.000	16.000.000
13	Pekerjaan toilet dsb	5,00	Set	12.000.000	60.000.000
14	Pekerjaan listrik	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
Jumlah VII					530.949.250
VIII	Pekerjaan Ruang Mesin				
1	Pekerjaan sloof 15/20	1,35	m ³	3.800.000	5.130.000
2	Pekerjaan pasangan bata	39,00	m ²	150.000	5.850.000
3	Pekerjaan plesteran	78,00	m ²	80.000	6.240.000
4	Pekerjaan kolom 15/15	0,68	m ³	7.750.000	5.231.250
5	Pekerjaan balok atap 20/20	1,84	m ³	5.500.000	10.120.000
6	Pekerjaan atap t=12 cm	7,20	m ³	300.000	2.160.000
7	Pengecatan	78,00	m ²	75.000	5.850.000
8	Pekerjaan lantai beton t=7 cm	4,20	m ³	200.000	840.000
9	Pekerjaan listrik	1,00	Ls	8.000.000	8.000.000
Jumlah VIII					49.421.250
IX	Pekerjaan Fasilitas Penunjang				
1	Kloset Jongkok Porselen	2,00	Buah	500.000	1.000.000
2	Bak Mandi Batu Bata	2,00	Buah	1.800.000	3.600.000
3	Kran Air 1/2 atau 3/4	4,00	Buah	180.000	720.000
4	Pipa PVC tipe AW 1"	25,00	m ¹	40.000	1.000.000
5	Pipa PVC tipe AW 4"	30,00	m ¹	75.000	2.250.000
6	Septictank 1,5 x 2 x 2 m + Peresapan	1,00	Buah	5.000.000	5.000.000
7	Pengecatan bangunan	1,00	Ls	12.500.000	12.500.000
8	Lapangan parkir	1,00	Ls	18.500.000	18.500.000
2	Bak penampung limbah	1,00	Ls	14.250.000	14.250.000
4	Saluran air bersih dan air kotor	1,00	Ls	10.000.000	10.000.000
5	Tandon air	1,00	Ls	12.350.000	12.350.000
8	Lapangan parkir	1,00	Ls	22.000.000	22.000.000
Jumlah IX					103.170.000
SUB TOTAL A					3.445.656.300
B	PEKERJAAN INSULASI DAN UNIT REFRIGERASI				
I	Insulasi Cold Storage				
1	Panel insulasi dinding dan atap (tebal 150 mm)	1.008	m ²	850.000	856.800.000
2	Panel insulasi lantai (tebal 100 mm)	480	m ²	600.000	288.000.000
3	Pintu (2.500 x 2.500 mm) + Heater	1	unit	43.800.000	43.800.000
4	Tirai PVC Lengkap Hanger	1	unit	6.500.000	6.500.000
5	Aksesoris & bahan lain (silicon, rivet, dll)	1	set	25.000.000	25.000.000
6	Pipa Pembuangan Air Evaporator	2	set	5.000.000	10.000.000
Jumlah I					1.230.100.000

No.	URAIAN	VOLUME	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL HARGA
II	Pengadaan Unit Refrigerasi				
1	Condensing Unit	2,00	unit	325.500.000	651.000.000
2	Katup ekspansi	2,00	unit	2.500.000	5.000.000
3	Pipa tembaga / Fitting dan Valve	2,00	set	15.000.000	30.000.000
4	Jacketting Pipa	2,00	set	10.000.000	20.000.000
5	Komponen Pendukung (Control dan Safety)	2,00	set	12.000.000	24.000.000
6	Refrigeran 507	2,00	set	10.000.000	20.000.000
	Jumlah II				750.000.000
III	Kelistrikan Unit Refrigerasi				
1	Control Panel	1,00	set	40.000.000	40.000.000
2	Kabel listrik	2,00	set	18.000.000	36.000.000
	Jumlah III				76.000.000
IV	Jasa Pemasangan				
1	Jasa pemasangan insulasi	1.008,00	m ²	300.000	302.400.000
2	Jasa pemasangan unit refrigerasi	1,00	Ls	35.000.000	35.000.000
	Jumlah IV				337.400.000
V	Pengadaan Forklift				
1	Pengadaan Mobil Forklift	1,00	Unit	350.000.000	350.000.000
	Jumlah V				350.000.000
	SUB TOTAL B				2.743.500.000
C	PEKERJAAN GENSET DAN INSTALASI LISTRIK				
I	Pengadaan Generator Set				
1	Generator 250 KVA	1	unit	889.170.000	889.170.000
	Jumlah I				889.170.000
II	Pekerjaan Instalasi Listrik				
1	Penyambungan Listrik PLN	1,00	unit	5.000.000	5.000.000
2	Instalasi Penerangan	14,00	Titik	250.000	3.500.000
3	Pemasangan Lampu LED Waterproof 15 Watt	50,00	Buah	650.000	32.500.000
4	Pemasangan Lampu LED Biasa 8 Watt	20,00	Buah	200.000	4.000.000
5	Stop Kontak	10,00	Buah	185.000	1.850.000
6	Saklar Tunggal	8,00	Buah	150.000	1.200.000
7	Saklar Ganda	8,00	Buah	160.000	1.280.000
8	Panel Box Power Supply	1,00	set	5.000.000	5.000.000
9	Panel Box Kapasitor	1,00	set	40.000.000	40.000.000
10	Panel Box Lighting	1,00	set	2.000.000	2.000.000
11	Panel Box Socket	1,00	set	2.000.000	2.000.000
	Jumlah II				98.330.000
III	Jasa Pemasangan				
1	Jasa Pemasangan Instalasi Listrik	1,00	unit	75.000.000	75.000.000
	Jumlah III				75.000.000
	SUB TOTAL C				1.062.500.000
	JUMLAH HARGA PEKERJAAN (A+B+C)				7.251.656.300
	PPN (10%)				725.165.630
	JUMLAH TOTAL HARGA PEKERJAAN				7.976.821.930
	PEMBULATAN				7.976.830.000

LAPORAN ARUS KAS INVESTASI
PEMBANGUNAN COLD STORAGE 500 TON
SISTEM REFRIGERASI SINGLE STAGE

No.	URAIAN	TAHUN											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
A	INVESTASI 1. Pekerjaan Konstruksi Bangunan 2. Pekerjaan Insulasi dan Unit Refrigerasi 3. Pengadaan Genset dan Instalasi Listrik PPN (10%) Jumlah Pembulatan	3.445.656.300											
		2.743.500.000											
		1.062.500.000											
		725.165.630											
		7.976.821.930											
		7.976.830.000											
B	PRODUKSI Kapasitas Cold Storage Terpakai (%) Kapasitas Cold Storage Terpakai (kg) Kapasitas Cold Storage Terpakai (ton/tahun) Kapasitas Cold Storage Terpakai (ton/bulan)		40%		50%	50%	60%	60%	80%	80%	80%		
			9.559.524		11.949.405	11.949.405	14.339.286	14.339.286	19.119.048	19.119.048	19.119.048		
			9.560	9.560	11.949	11.949	14.339	14.339	19.119	19.119	19.119		
			797	797	996	996	1.195	1.195	1.593	1.593	1.593		
C	PENDAPATAN Tarif Cold Storage (kg/minggu) Pendapatan Cold Storage TOTAL PENDAPATAN		500	518	536	554	574	594	615	636	658		
			4.779.761.905	4.947.053.571	6.400.250.558	6.624.259.328	8.227.330.085	8.515.286.638	11.751.095.560	12.162.383.905	12.588.067.341		
			4.779.761.905	4.947.053.571	6.400.250.558	6.624.259.328	8.227.330.085	8.515.286.638	11.751.095.560	12.162.383.905	12.588.067.341		
D	BEBAN OPERASIONAL 1. Sewa Lahan 2. Administrasi Kantor 3. Pemakaian Daya Listrik 4. Pemakaian Telepon dan Internet 5. Gaji Pegawai/Karyawan - Gaji Pekerja Cold Storage (4 Orang x 13 Bulan) - Gaji Pekerja Cold Storage (2 Orang x 13 Bulan) - Gaji Pegawai ADM (1 Orang x 13 Bulan) - Gaji Pegawai Marketing (1 Orang x 13 Bulan) - Gaji Pegawai Keamanan (2 orang x 13 bulan) 6. Biaya Pemeliharaan 7. Biaya Promosi 8. Biaya Lain-lain	-	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000	240.000.000		
		-	30.000.000	31.050.000	32.136.750	33.261.536	34.425.690	35.630.589	36.877.660	38.168.378	39.504.271	40.886.921	
		-	1.188.044.389	1.229.625.942	1.272.662.850	1.317.206.050	1.363.308.262	1.411.024.051	1.460.409.893	1.511.524.239	1.564.427.587	1.619.182.553	
		-	24.000.000	24.840.000	25.709.400	26.609.229	27.540.552	28.504.471	29.502.128	30.534.702	31.603.417	32.709.536	
		-	135.200.000	139.932.000	144.829.620	149.898.657	155.145.110	160.575.189	166.195.320	172.012.156	178.032.582	184.263.722	
		-	67.600.000	69.966.000	72.414.810	74.949.328	77.572.555	80.287.594	83.097.660	86.006.078	89.016.291	92.131.861	
		-	33.800.000	34.983.000	36.207.405	37.474.664	38.786.277	40.143.797	41.548.830	43.003.039	44.508.145	46.065.931	
		-	33.800.000	34.983.000	36.207.405	37.474.664	38.786.277	40.143.797	41.548.830	43.003.039	44.508.145	46.065.931	
		-	67.600.000	69.966.000	72.414.810	74.949.328	77.572.555	80.287.594	83.097.660	86.006.078	89.016.291	92.131.861	
		-	199.420.750	209.391.788	219.861.377	230.854.446	242.397.168	254.517.026	267.242.878	280.605.022	294.635.273	309.367.036	
		-	48.000.000	49.680.000	51.418.800	53.218.458	55.081.104	57.008.943	59.004.256	61.069.405	63.206.834	65.419.073	
		-	71.451.280	73.952.075	76.540.397	79.219.311	81.991.987	84.861.707	87.831.866	90.905.982	94.087.691	97.380.760	
	-	2.138.916.419	2.208.369.804	2.280.403.624	2.355.115.672	2.432.607.537	2.512.984.758	2.596.356.980	2.682.838.118	2.772.546.527	2.865.605.185		

No.	URAIAN	TAHUN											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	PENGHASILAN SEBELUM BUNGA, PAJAK, DEPRESIASI, DAN AMORTIASI	-	2.640.845.486	2.738.683.767	4.119.846.934	4.269.143.656	5.794.722.548	6.002.301.879	9.154.738.580	9.479.545.787	9.815.520.814	10.163.044.514	
	Depresiasi Amortisasi	-	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	797.683.000	
	PENGHASILAN SEBELUM BUNGA DAN PAJAK (EBIT)	-	1.843.162.486	1.941.000.767	3.322.163.934	3.471.460.656	4.997.039.548	5.204.618.879	8.357.055.580	8.681.862.787	9.017.837.814	9.365.361.514	
	Setoran Bank	-	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	1.373.332.038	
	PENGHASILAN SEBELUM PAJAK (EBT)	-	469.830.448	567.668.729	1.948.831.895	2.098.128.617	3.623.707.509	3.831.286.841	6.983.723.541	7.308.530.749	7.644.505.776	7.992.029.475	
	Pajak	-	460.790.622	485.250.192	830.540.983	867.865.164	1.249.259.887	1.301.154.720	2.089.263.895	2.170.465.697	2.254.459.454	2.341.340.378	
	PENGHASILAN SETELAH PAJAK (EAT)	-	9.039.826	82.418.537	1.118.290.912	1.230.263.453	2.374.447.622	2.530.132.121	4.894.459.646	5.138.065.052	5.390.046.322	5.650.689.097	
	INVESTASI AWAL	-7.976.830.000											
	ARUS KAS BERSIH	-7.976.830.000	806.722.826	880.101.537	1.915.973.912	2.027.946.453	3.172.130.622	3.327.815.121	5.692.142.646	5.935.748.052	6.187.729.322	6.448.372.097	
	AKUMULASI ARUS KAS	-7.976.830.000	-7.170.107.174	-6.290.005.637	-4.374.031.725	-2.346.085.272	826.045.351	4.153.860.472	9.846.003.118	15.781.751.170	21.969.480.492	28.417.852.589	
	PRESENT VALUE (PV)	-7.976.830.000	720.288.238	701.611.557	1.363.752.386	1.288.796.633	1.799.952.105	1.685.974.706	2.574.836.260	2.397.349.084	2.231.357.225	2.076.203.235	
	NET PRESENT VALUE (NPV)	8.863.291.428											
	INTERNAL RATE RETURN (IRR)	26,79%											
	PAYBACK PERIOD (PBP)	4,74											

BIODATA PENULIS



Nazaruddin Abubakar lahir di Kabupaten Pidie Jaya Provinsi Aceh tepatnya di Desa Dayah Baroh Kecamatan Ulim pada hari Sabtu tanggal 20 Agustus 1983, merupakan anak ketiga dari empat bersaudara dari pasangan Ayahanda Abubakar Yacob (Alm) dan Ibunda Hj. Jasmani Ibrahim. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di MIN Dayah Baroh pada tahun 1995, kemudian melanjutkan ke SMPN 3 Meureudu (1995 – 1998). Selanjutnya menyelesaikan pendidikan kejuruan Elektronika Komunikasi di SMKN 1 Jeumpa (1998 – 2001). Pada tahun 2002, penulis melanjutkan pendidikan Diploma-IV di Sekolah Tinggi Perikanan (STP) Jakarta dengan Program Studi Permesinan Perikanan dan menyelesaikan pendidikan pada tahun 2006.

Setelah menyelesaikan pendidikan Diploma-IV, penulis bekerja sebagai staf pada Satuan Kerja di bawah Badan Rehabilitasi dan Rekonstruksi (BRR) Aceh dari tahun 2006 sampai 2007. Pada tahun 2008 penulis diterima sebagai Pegawai Negeri Sipil (PNS) pada Kementerian Kelautan dan Perikanan dengan penempatan di Sekolah Usaha Perikanan Menengah (SUPM) Pontianak, kemudian pada September 2010 penulis memilih mutasi ke SUPM Ladong Aceh hingga sekarang.

Pada tahun 2017 penulis diberikan kesempatan oleh Kementerian Kelautan dan Perikanan untuk melanjutkan pendidikan pascasarjana dengan skema tugas belajar di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya pada Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan. Penulis menyelesaikan pendidikan program magister pada awal tahun 2019 melalui masa studi selama 3 semester setelah melakukan penelitian tesis dengan judul “**Analisa Teknis dan Ekonomis Perancangan Cold Storage Ikan Kapasitas 500 Ton dengan Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Variasi Kombinasi Refrigeran**” .

E-mail: nazaruddin.abubakar@gmail.com